

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování - 340

**Návrh konstrukčního řešení zdvihacího mechanismu plynových
hořáků**

Constructional Solution Design of Gas Burner Elevating
Mechanism

Student:

Vojtěch Kostka

Vedoucí bakalářské práce:

Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student: **Vojtěch Kostka**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Návrh konstrukčního řešení zdvihacího mechanismu plynových hořáků**
Constructional Solution Design of Gas Burner Elevating Mechanism

Zásady pro vypracování:

Navrhněte a vymodelujte rámový zdvihací mechanismus pro manipulaci se sálavými topidly ve zpracovatelské lince r-materiálu. Dokumentace topidel bude dodána. Uvažujte tři topné panely zapojené v řadě nad vibračním dopravníkem manipulovatelné jednotlivě. Proveďte základní pevnostní výpočet metodou FEM.

Bližší specifikaci nutných technických údajů provede firma Czemag a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

JERÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1.vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.
SERENSEN, S. V., KOGAJEV, V. P., ŠNEJDEROVIČ, R.M. *Únosnost a pevnostní výpočty strojních součástí*. Praha, SNTL, 1967.
LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
MYNÁŘ, V. A KOL. *Části strojů*. VŠB-TU Ostrava, 1978. 398 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Dr.Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

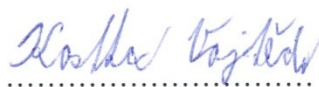


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě18.5.2013.....


..........

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/200 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb. O vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákona o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 18. 5. 2013


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Vojtěch Kostka

Adresa trvalého pobytu autora práce: Hrádek 444, 739 97

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KOSTKA, V. *Návrh konstrukčního řešení zdvihacího mechanismu plynových hořáku*. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2013, 60 s. Bakalářská práce, vedoucí: Melecký, J.

Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení zdvihacího mechanismu pro manipulaci s plynovými hořáky stroje, který zpracovává r-materiál. V úvodu je popsána konstrukce a úloha hořáků z hlediska provozu stroje. Na základě principu hořáků jsou navrženy vhodné pohyby pro manipulaci a několik variant koncepčních schémat jejich vzájemného uspořádání. Zvolené uspořádání je dále rozpracováno do konstrukčního návrhu jednotlivých součástí a následně celé sestavy zdvihacího mechanismu. Nakonec je uvedena pevnostní analýza vybrané součásti pomocí MKP. Výkresová dokumentace vybraných součástí a sestav je zahrnuta ve formě příloh bakalářské práce.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KOSTKA, V. *Constructional Solution Design of Gas Burner Elevating Mechanism*. Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB-Technical University of Ostrava, 2013, 60 p. Bachelor Thesis, Thesis head: Melecký, J.

The bachelor thesis deal with constructional solution design of gas burner elevating mechanism positioned on machine, which treat r-stuff. Design and function of the gas burners from the point of view of machine operation, is described in introduction of the thesis. On the basis of gas burners principle the suitable movements for manipulation and several conceptual diagrams of their mutual layout are designed. Selected layout is worked up to constructional design of individual parts and assemblies of the mechanism. The FEM analysis of selected part is given at the end of the thesis. Technical design documentation is included in attachments of the thesis.

Obsah

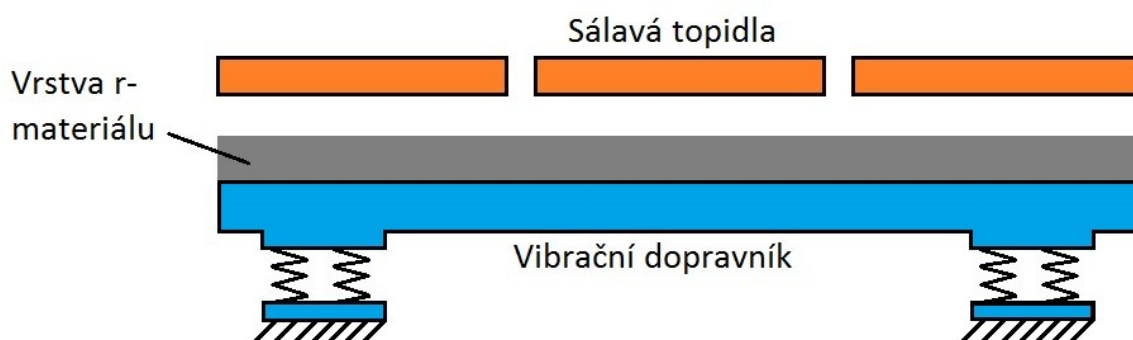
Seznam použitých značek a symbolů	7
Úvod.....	8
1 Problematika sálavých topidel.....	9
2 Koncepční návrh.....	12
2.1 Rozbor pohybů topidel	12
2.2 Stanovení nositelů funkcí	19
2.3 Vzájemné uspořádání nositelů funkcí	28
3 Konstrukční návrh jednotlivých částí zdvihacího mechanismu	37
3.1 Návrh vnitřního posuvného rámu.....	37
3.2 Návrh výklopné konzoly se sklápěcí pákou.....	41
3.3 Návrh bočních stojanů konzoly.....	47
3.4 Návrh uchycení lineárního aktuátoru	50
4 Pevnostní kontrola pomocí MPK	54
5 Závěr.....	57
6 Seznam použité literatury	59
7 Seznam příloh.....	60

Seznam použitých značek a symbolů

$F_{\check{c}1}$	síla v čepu konzoly	[N]
$F_{\check{c}2}$	síla v čepu páky	[N]
F_p	síla potřebná pro vyklopení konzoly	[N]
G_k	společná tíha konzoly, vnitřního rámu a sálavého topidla	[N]
G_t	tíha sálavého topidla	[N]
S	obsah plochy průřezu	[mm ²]
W_o	modul odporu průřezu v ohybu	[mm ⁴]
$d_{\check{c}1}$	průměr čepu konzoly	[mm]
$d_{\check{c}2}$	průměr čepu páky	[mm]
$d_{\check{c}t}$	průměr čepu nesoucího topidlo	[mm]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
k_s	součinitel bezpečnosti	[-]
m_k	společná hmotnost konzoly, vnitřního rámu a sálavého topidla	[kg]
m_t	hmotnost sálavého topidla	[kg]
$r_{\check{c}}$	poloměr ramena síly $F_{\check{c}2}$	[mm]
r_p	poloměr ramena síly F_p	[mm]
r_T	horizontální vzdálenost těžiště konzoly, vnitřního rámu a topidla od osy vyklápění konzoly	[mm]
α	úhel	[°]

Úvod

Cílem práce je konstrukční návrh a základní pevnostní analýza rámového mechanismu pro manipulaci se třemi nebo čtyřmi sálavými topidly. Tento mechanismus bude umístěn na podvozkovém rámu prototypu stroje, sloužícího ke zpracování recyklovaného asfaltového materiálu. R-materiál se získává např. odfrézováním původní asfaltové vrstvy a jejím následným drcením. Takto připravený materiál je poté vsypán přes násypku na vstupní stranu vibračního dopravníku, jenž svými mikrovrhy posouvá r-materiál do tepelné zóny pod sálavými topidly. Panely topidel jsou umístěny v řadě nad vibračním dopravníkem a jejich úkolem je dostatečné prohřátí r-materiálu pohybujícím se po dopravníku. Po opuštění dopravníku je r-materiál připraven k použití např. při výstavbě nových silnic, parkovišť, cyklistických stezek nebo jejich opravám. Na obr. 0.1 je znázorněno schematické uspořádání základních částí stroje.



Obr. 0.1 – Uspořádání základních částí stroje

Kvůli občasnému převozu do lokality stavebních prací bude soustava zdvihadel s topidly a vibračního dopravníku umístěna na podvozkovém rámu s říditelnou nápravou. Důležitým požadavkem je možnost odpojení dopravníku od rámu podvozku a jeho spuštění na zem, kvůli možnosti vzniku rezonance při rozběhu vibračních motorů dopravníku do pracovního stavu.

1 Problematika sálavých topidel

Těleso topidel je složeno ze dvou základních částí. První částí je otevřená plechová skříň s vnitřními plynovými tryskami, která usměrňuje sálající teplo do požadovaného směru a zároveň izoluje horké prostředí od vnějších částí stroje. Do této skříně ústí druhá část, kterou tvoří vnější rozvod hořlavé směsi, vyrobený z trubek a plechových směsných komor, který je napojen na dmychadla. Téměř všechny součásti topidel jsou zhotoveny z nerezové oceli. Výjimkou jsou součásti uvnitř skříně, které jsou vystaveny vysokým teplotám a jsou proto vyrobeny z odolnějších materiálů.



Obr. 1.1 – Umístění topidla na stroji Silkot 70-80 [13]

Na obr. 1.1 je zobrazeno sálavé topidlo umístěné na stroji Silkot 70-80.



Obr. 1.2 – Detail spalovací komory sálavého topidla [14]

Topidla pracují na principu přenosu tepla do okolí sáláním. Okolní vzduch je za pomoci dmychadel nasáván do směsných komor, kde se ve správném poměru mísí s hořlavým plynem. Vzniklá hořlavá směs dále putuje pod tlakem dmychadel do skříně topidla, kde prochází tryskami a hoří. Vzniká sálavé teplo, které ohřívá recyklovaný materiál na požadovanou teplotu. Tato teplota se pohybuje kolem 160°C a závisí na několika faktorech, zejména na tloušťce vrstvy posouvajícího se r-materiálu, aktuální tepelné intenzitě topidel, rychlosti pohybu r-materiálu po dopravníku, aktuálních povětrnostních podmínkách (vítr, nízká okolní teplota) a vzdálenosti topidel od vrstvy r-materiálu, jejíž hodnota byla zjištěna experimentálně sérií zkoušek a pohybuje se kolem 200 mm. Neméně důležitá je také svislá vzdálenost topidel od bočních stěn vibračního dopravníku, která zabraňuje přílišnému nárůstu teploty pod topidly a následnému spálení a znehodnocení r-materiálu. Reálna podoba statického umístění sálavých topidel nad vibračním dopravníkem je zobrazena níže na obr. 1.3. Jedná se o předběžné experimentální sestavení topidel a dopravníku za účelem zjištění již zmíněných parametrů jako je např. výška topidel nad r-materiálem, správná teplota, rychlost pohybu r-materiálu v dopravníku a další.



Obr. 1.3 – Experimentální sestavení topidel a vibračního dopravníku [15]

Jak jsem již uvedl v úvodu, cílem návrhu je polohovací mechanismus, který zajistí spolehlivou a bezpečnou manipulaci s jednotlivými topidly nad vibračním dopravníkem. Všechny potřebné pohyby sálavých topidel musí být navrženy jak s ohledem na požadované funkce celého stroje a jeho technologické procesy, tak i s ohledem na jednoduchou a rychlou údržbu, montáž nebo opravu. Jelikož se jedná o montážní skupinu, která bude součástí pojízdného stroje, je nutné dodržet i maximální šířku vozidla určeného pro provoz na pozemních komunikacích. Vzhledem k vysoké hmotnosti vibračního dopravníku a sálavých topidel je důležité, aby byly všechny součásti polohovadla co nejlehčí při zachování dostatečné pevnosti a tuhosti konstrukce. Pohony, zajišťující sílu pro jednotlivé mechanismy, musí být navrženy s ohledem na účinnost, efektivitu, přívod energie a musí být správně rozmístěny, aby nehrozila jejich interakce např. se zásobníky hořlavého plynu použitého v topidlech. Pro zajištění volného prostoru pro umístění zdvihacích mechanismů je nutno zakomponovat nohy dopravníku s pružinami pod těleso dopravníku.

Hodnoty rozměrů sálavých topidel se budou ještě dále upravovat. Při návrhu zdvihadel budu proto uvažovat topidla o délce 1800 mm a příčném rozměru 1900 mm. Na velikosti,

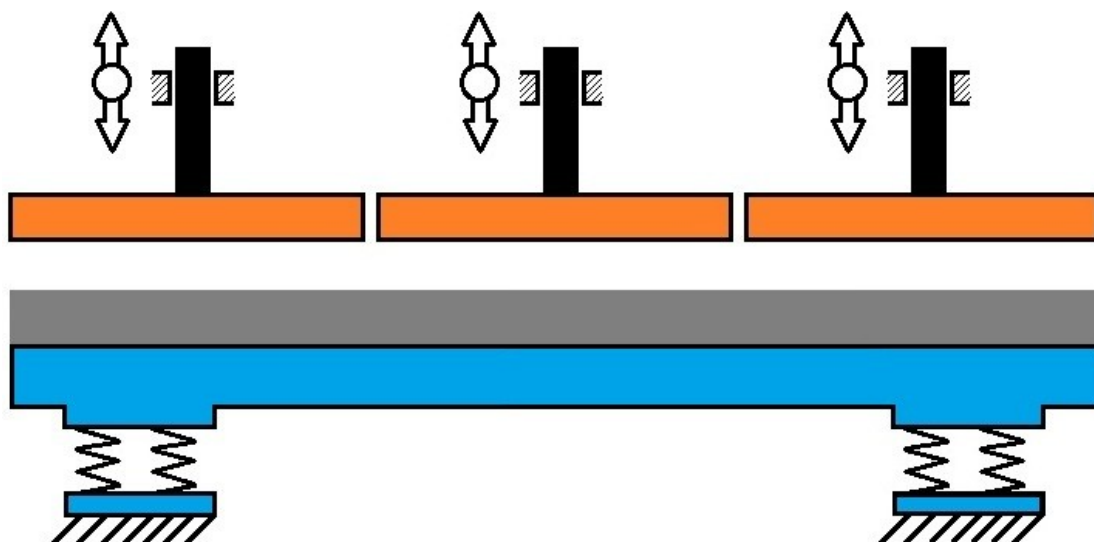
konstrukční složitosti a použitých materiálech topidel závisí také jejich hmotnost. Pro návrh zdvihadel budu vycházet z přibližné hmotnosti jednoho topidla 200 kg.

2 Koncepční návrh

Úkolem této kapitoly je stanovení druhů pohybů, nutných pro zajištění správných technologických procesů při úpravě r-materiálu.

2.1 Rozbor pohybů topidel

Topidla budou umístěna nad r-materiálem v potřebné výšce. Vzhledem k proměnlivosti tloušťky vrstvy r-materiálu, která by se měla pohybovat v rozmezí 50 až 100 mm, a proměnlivosti výšky topidel nad r-materiálem z důvodu regulace intenzity sálavého tepla je proto nutné zajistit možnost polohování topidel ve vertikálním směru. Důležité je i dostatečně tuhé a spolehlivé zajištění vertikální polohy topidla.

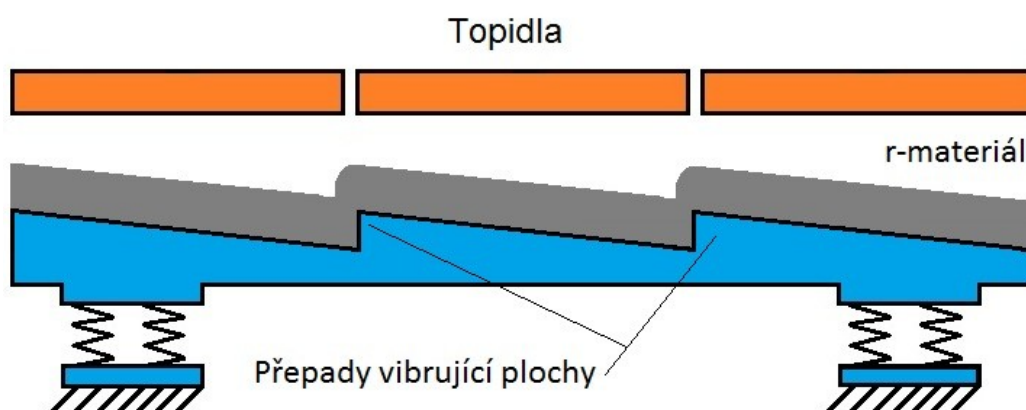


Obr. 2.1 – Posuvný svislý pohyb topidel

Dalším aspektem, který má vliv polohovatelnost topidel, je úhel natočení mezi plochou topidla a vibrující plochou dopravníku, která nese r-materiál.

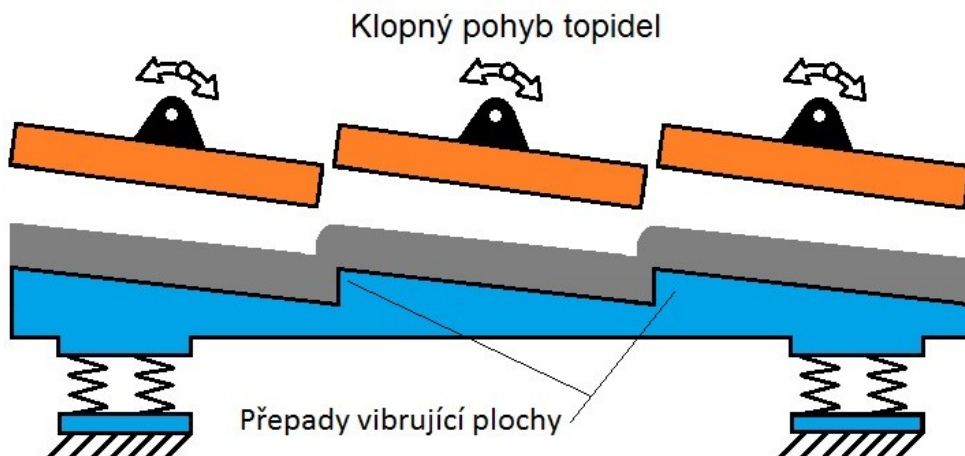
Protože je r-materiál během svého pohybu po této ploše ohříván topidly pouze z horní strany, klesá jeho teplota ve svislém směru, čemuž napomáhá i přestup tepla z r-materiálu

do vibrující plochy. Vzniká tak škodlivý teplotní gradient, který závisí na tloušťce vrstvy. Vzhledem k předpokládané tloušťce 50 až 100 mm by již mohlo docházet k nerovnoměrnému prohřátí r-materiálu a to je nepřijatelné. Proto je nutné zajistit promíchávání r-materiálu během jeho transportu po dopravníku. Z tohoto důvodu bude vibrující plocha vytvarována do „terasovitě“ podoby. Její tvar bude obsahovat několik přepadů, které budou plnit funkci promíchávání r-materiálu.



Obr. 2.2 – Znázornění tvarovaného povrchu vibračního dopravníku

Jednotlivé plochy, oddělené přepady, budou v malém úhlu nakloněné od horizontální roviny. Pokud by byla topidla nakloněna vodorovně, svírala by tento úhel se zmíněnými vibrujícími plochami. Důsledkem toho by se však materiál vždy mezi dvěma přepady přibližoval k topidlům, což by znamenalo změnu intenzity přenosu tepla a tím i nerovnoměrnost ohřevu.



Obr. 2.3 – Naklopení topidel podle povrchu dopravníku

Řešením je umožnit nakládění sálavých topidel kolem příčné osy tak, aby bylo možno natočit a zajistit každé topidlo rovnoběžně s vibrující plochou pod ním, viz. obr. 2.3. Tím by se zajistila konstantní vzdálenost topidla od pohybujícího se r-materiálu a rovnoměrnost ohřevu.

Posledním aspektem rozšiřujícím požadavky na polohovatelnost topidel je údržba a to jak pravidelná, tak i nahodilá. S ohledem na několika hodinový denní provoz celého stroje v kombinaci s lepkavým r-materiálem, povětrnostními podmínkami, a možnost vzniku poruchy je nezbytné umožnit obsluhu jednoduchý, rychlý a bezpečný přístup do prostoru dopravníku a k topidlům. Protože bude vibrační dopravník během provozu stabilně usazen na zemi, je jediným řešením, jak vytvořit dostatečně velký prostor pro pohyb po dopravníku, přemístění topidel mimo jejich pracovní polohu např. jejich vyzdvižením, odsunutím nebo vyklopením.

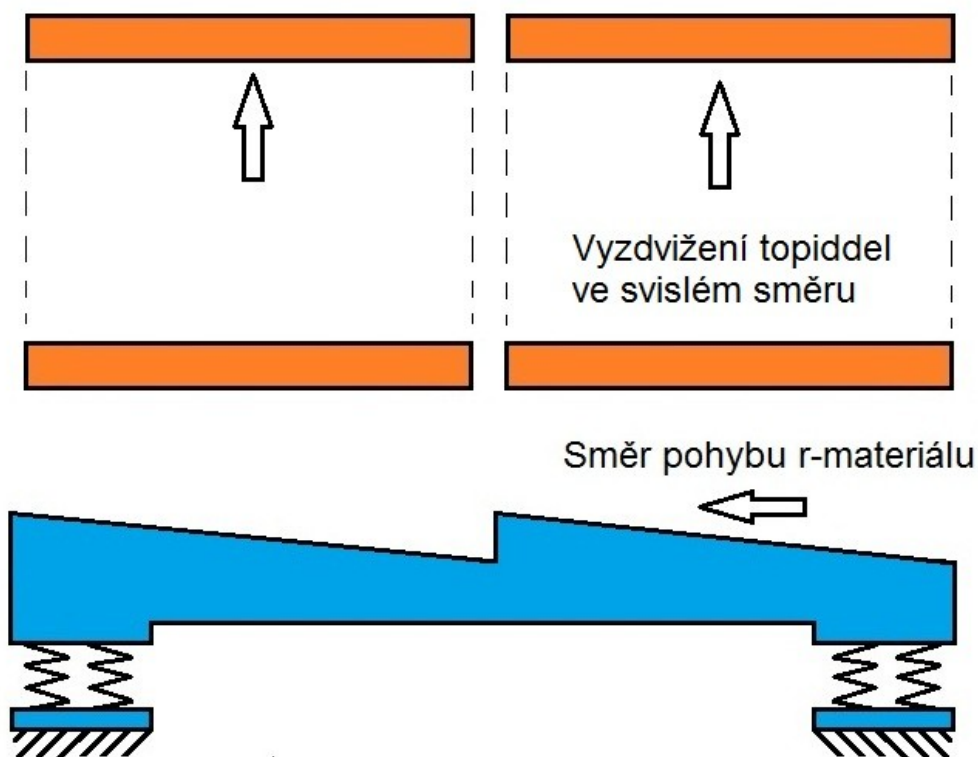
Z uvedeného rozboru vyplývá, že pro zajištění správné provozuschopnosti stroje jsou potřeba tři základní pohyby sálavých topidel a to je posuvný pohyb ve vertikálním směru, otáčivý pohyb kolem příčné osy a posuvný nebo otáčivý pohyb, který přemístí topidla mimo jejich pracovní prostor. Navíc při jakémkoliv polohování s jedním topidlem nesmí dojít ke srážce se sousedním topidlem nebo samotným vibračním dopravníkem. Pracovní prostory jednotlivých topidel se proto nesmí protínat.

Přemístění topidla pro zpřístupnění pracovního prostoru dopravníku

Pro dodržení plánovaného dopravního výkonu $7,5 \text{ m}^3$ za hodinu a přibližné délce pracovního prostoru vibračního dopravníku by se jeho šířka měla pohybovat kolem 2000 mm. Jedná se však o návrh prototypu a proto bude šířka dopravníku s velkou pravděpodobností dále optimalizována s ohledem na rozměry periferních zařízení a kvůli dodržení maximální šířky stroje.

Zpřístupnění pracovního prostoru dopravníku je nezbytnou funkcí navrhovaných zdvihadel a to zejména před započítím nebo po ukončení provozu stroje, kdy je potřeba očistit dopravník od zbytků r-materiálu a jiných nečistot. Proto musí být uvolněn dostatek místa pro pohyb osoby po dopravníku v celé jeho délce, tj. od násypky po místo výsypu r-materiálu.

V rozboru pohybů topidel jsem uvedl dva způsoby pro jejich přemístění z pracovního prostoru dopravníku a to buď vyklopením nebo vysunutím. V případě využití posuvného pohybu lze topidla vysunout pouze ve svislém nebo horizontálním příčném směru. Při svislém pohybu topidel by bylo potřeba jejich vyzdvižení do dostatečné výšky, kvůli bezpečnému pohybu osob pod nimi. To by znamenalo zvětšení výšky celého stroje.



Obr. 2.4 – Vyzdvižení topidel ve svislém směru

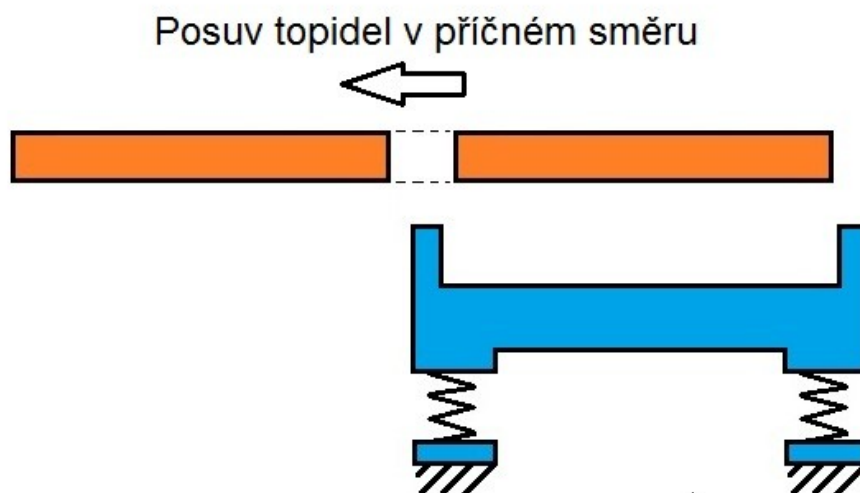
Výhody řešení:

- zachování polohy těžiště topidel během zdvihání v horizontálním směru

Nevýhoda řešení:

- nepohodlná a obtížná kontrola nebo oprava vnitřních částí topidel ve spalovací komoře

Druhým typem posuvného pohybu je vysouvání topidel do strany mimo dopravník. Tím by došlo ke zvětšení šířky stroje během vysouvání.



Obr. 2.5 – Vysunutí topidel ve vodorovném směru

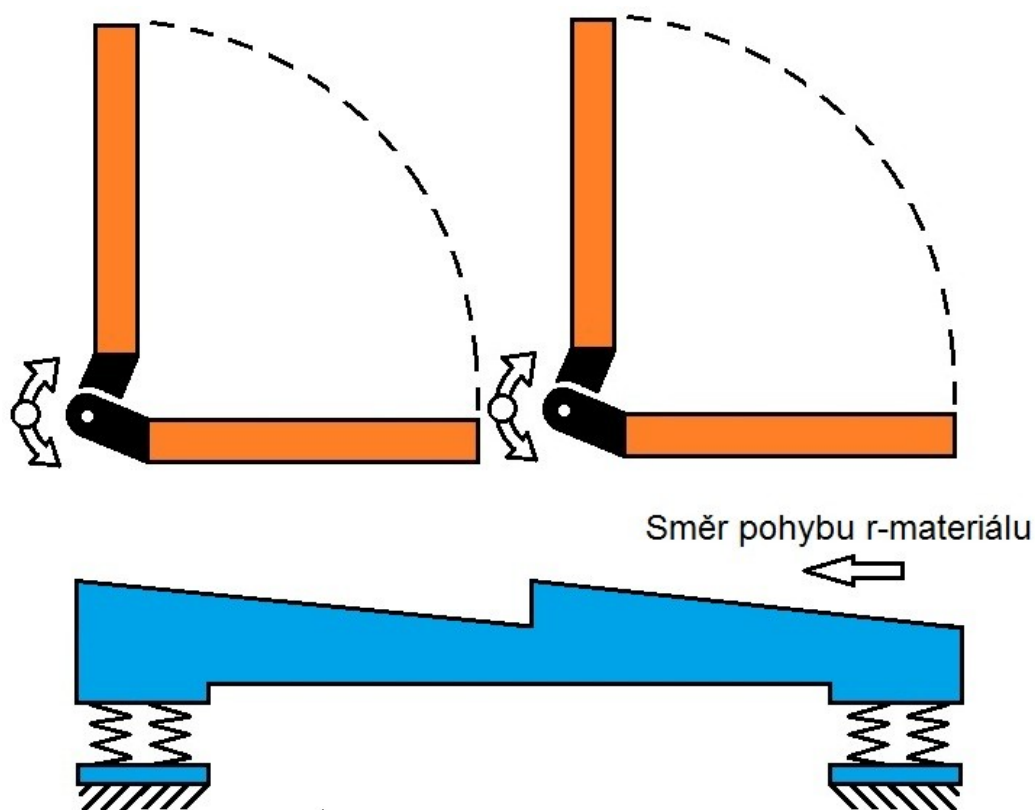
Výhody řešení:

- úplné otevřené zpřístupnění pracovního prostoru dopravníku

Nevýhody řešení:

- nepohodlná a obtížná údržba nebo oprava vnitřních částí topidel ve spalovací komoře
- změna těžiště topidel v horizontálním směru během posouvání
- větší nároky na tuhost a pevnost konstrukce zdvihadel

Druhý způsob pohybu topidel, tedy jejich vyklápění, lze realizovat ve dvou směrech. Prvním řešením je vyklápění kolem horizontální osy kolmé na směr pohybu r-materiálu. Zde by se topidlo přemístilo na konci pohybu do svislé polohy a šířka stroje by se během procesu vyklápění nezměnila.



Obr. 2.6 – Vyklopení topidel kolem osy kolmé na směr pohybu r-materiálu

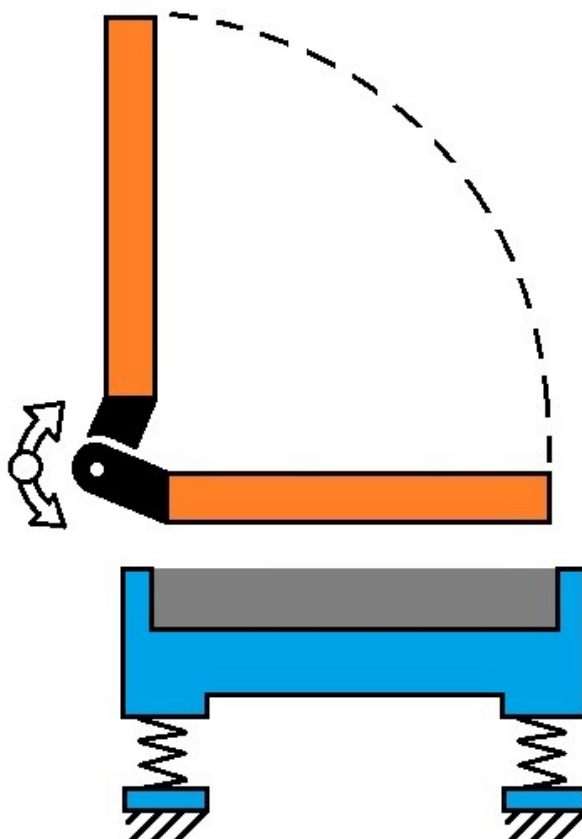
Výhody řešení:

- zachování polohy těžiště topidel během zdvihání v horizontálním směru
- pohodlný a jednoduchý přístup k topidlům

Nevýhody řešení:

- nutnost použití pohonu pro vyklápění na obou stranách stroje
- nedochází zde k úplnému uvolnění pracovního prostoru, jako u předchozích řešení, protože vyklopená topidla ve své svislé poloze rozdělí prostor dopravníku na několik částí. Při přechodu z jedné části prostoru do druhé by tak obsluha musela nejprve vystoupit přes boční okraj dopravníku a poté stejným způsobem nastoupit do druhé části.

Posledním řešením je vyklopení kolem osy rovnoběžné se směrem pohybu r-materiálu. Tato osa otáčení by se nacházela nad bočním okrajem vibračního dopravníku a i zde by topidlo zaujalo po přemístění svislou polohu. Při pohledu shora by se těžiště topidel posunulo ze středu dopravníku směrem k ose otáčení.



Obr. 2.7 – Vyklopení topidel kolem osy rovnoběžné se směrem pohybu r-materiálu

Výhody řešení:

- úplné zpřístupnění pracovního prostoru dopravníku
- pohodlná a dobře přístupná údržba
- nezměněná šířka stroje při správném umístění osy rotace a optimální volbě pohonu popř. jeho uchycení k výklopné části zdvihadel
- použití pohonu pro zdvihání pouze na jedné straně vibračního dopravníku, zatímco na opačné straně by se nacházela pouze podpěrná část pro usazení výklopné části zdvihadla v pracovní poloze

Nevýhody řešení:

- nutnost použití pohonu s dvakrát větší silou než u předchozího způsobu vyklápění
- změna polohy těžiště topidel v horizontálním směru

Na základě výhod a nevýhod všech uvedených variant jsem se rozhodl pro poslední variantu, tedy vyklápění topidel nad boční okraj dopravníku kolem podélné osy. Oproti svislému zdvihání topidel je zde i výhoda otevřeného prostoru a přístupnost topidel ze

strany. Rozborem pohybů topidel jsem tedy určil základní funkční principy, sloužící ke správné manipulaci se sálavými topidly, tedy posuv ve vertikálním směru, naklápění kolem osy kolmé na směr materiálu a vyklápění kolem osy rovnoběžné s pohybem materiálu. V následující kapitole se budu zabývat vzájemným uspořádáním těchto funkcí v prostoru.

2.2 Stanovení nositelů funkcí

Stanovení optimálních nositelů funkcí má značný vliv jak na spolehlivost celého mechanismu, tak i na jeho výrobní náklady. Je proto velmi důležité se rozhodovat na základě četnosti použití, velikosti zatížení nebo např. rozsahu pohybu dané funkce.

Vertikální posuvný pohyb

Při realizaci svislého vysouvání sálavých topidel je potřeba zohlednit všechna zatížení působící na stroj, ať už při přepravě stroje, údržbě stroje nebo při samotném provozu. Během přepravy bude působit na stroj velký rozsah zrychlení z různých směrů včetně samotné gravitace. Oproti tomu při provozu stroje nebo údržbě bude na nositele této funkce působit pouze tíha topidla a jeho periferních součástí. Sálavá topidla se budou posouvat ve svislém směru v přibližném rozsahu 200 mm. Ideálním řešením by bylo posouvání bez vůlí s možností zajištění výšky vysunutí v celém rozsahu. Pro posouvání se využívají kluzná a valivá axiální vedení. Provedení nebo příklad použití je uvedeno na obr. 2.8 a 2.9.



Obr. 2.8 – Provedení valivého axiálního vedení [8]



Obr. 2.9 – Provedení a využití kluzného axiálního vedení u radiální vrtačky [9]

Porovnání těchto dvou variant je uvedeno níže.

Výhody kluzného vedení:

- snese vysoká zatížení
- snadná údržba
- nízké opotřebení
- nízká cena

Nevýhody kluzného vedení:

- přítomnost smykového tření

Výhody valivého vedení:

- působí zde pouze valivé tření
- snadná údržba

Nevýhody valivého vedení:

- nižší únosnost oproti kluznému vedení
- vysoká citlivost na přesnost ustavení
- vysoká cena celého provedení i náhradních dílů
- nutná ochrana proti nečistotám

Z porovnání je zřejmé, že pro dané použití je vhodným řešením kluzné vedení. Navíc pro použití v exteriéru je důležitá právě nízká citlivost, snadná výměna a konstrukční jednoduchost kluzného vedení.

Po požadované změně výškové polohy topidla musí následovat její snadné a spolehlivé zajištění axiálního pohybu kluzného vedení. Zajištění musí být dostatečně tuhé a musí vyvinout tlak, který přenesení zatížení od tíhy sálavých topidel. K tomu lze využít jak svěrná spojení, tak i různé druhy tvarového spojení. Výhodou svěrných spojení je jejich jednoduchost. Oproti tvarovému spojení je jejich výhodou i možnost zajištění posuvného pohybu v přesně stanovené výšce. U tvarového spoje bychom totiž byli omezeni počtem tvarových zarážek. Často používaným řešením svěrného spojení je částečně naříznutý náboj nebo využití svěrného samostředícího pouzdra.



Obr. 2.10 – Ukázka provedení naříznutého svěrného spoje



Obr. 2.11 – Samostředící svěrné pouzdro [10]

Obě varianty dokážou přenést axiální zatížení. Svěrné kroužky jsou náročnější na výrobu z hlediska přesnosti obrobených vnitřních kuželových ploch, což se odráží na jejich ceně. Rozložení svěrného napětí je zde rovnoměrnější než u naříznutého náboje. Oproti tomu je uvolnění naříznutého svěrného náboje jednodušší a rychlejší. Volím proto použití naříznutého svěrného spoje.

Protože se tloušťka vrstvy r-materiálu bude měnit v přibližném rozsahu 50 až 100 mm, měl by zde být přítomen mechanismus pro přesné a snadné nastavení výškové polohy. K tomu lze použít širokou škálu lineárních pohonů, od pneumatických a hydraulických válců, přes elektrické lineární aktuátory až po obyčejné ručně poháněné mechanismy s trapézovým šroubem – zdvižné převodovky. Pro správnou volbu uvedu níže výhody a nevýhody jednotlivých druhů pohonů.

Hydraulický lineární pohon

Výhody:

- vysoká pracovní síla

Nevýhody:

- nutná přítomnost hydrogenerátoru a rozvodu tlakového média
- vysoká cena

Pneumatický lineární pohon

Výhody:

- bezpečnost a nezávadnost z hlediska životního prostředí
- tichý chod

Nevýhody:

- nízká pracovní síla
- cena
- nutná přítomnost kompresoru a rozvodu stlačeného vzduchu

Elektrický lineární aktuátor [1]

Výhody:

- vysoká pracovní síla
- kompaktní rozměry
- vysoká rychlost pohybu
- možnost ručního ovládání

Zdvižná převodovka [2]

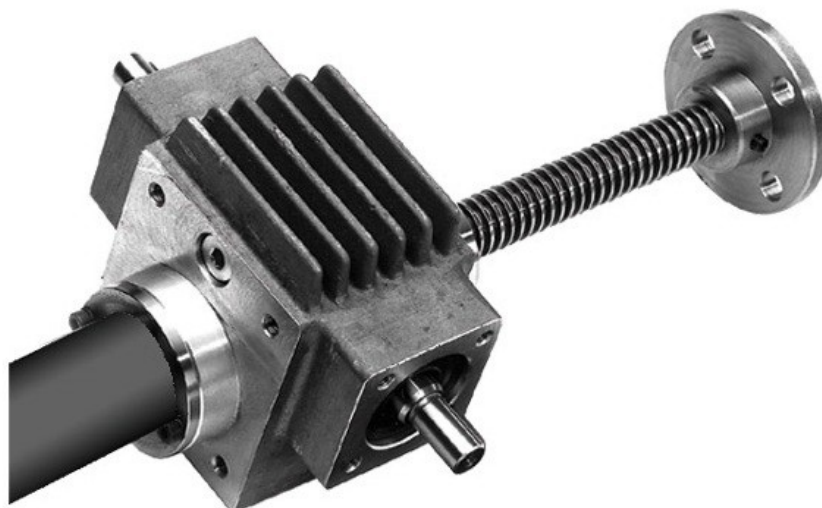
Výhody:

- jednoduchost konstrukce
- potřeba pouze ručního pohonu
- nízká hmotnost
- nízká cena

Nevýhody:

- potřeba krytí trapézového šroubu proti nečistotám a vnějším vlivům
- nízká rychlost posuvu vzhledem k danému převodovému poměru mezi vnitřní otáčející se maticí a ruční klikou.

Použití hydraulického a pneumatického pohonu by bylo vzhledem k jejich složitosti a nutné údržbě zbytečně drahé. Součásti zdvihadel by musely být přizpůsobeny rozvodu tlakových médií a bylo by potřeba vyhradit dostatek prostoru pro umístění hydrogenerátoru nebo kompresoru. Elektrický lineární aktuátor se zdá být pohodlným řešením pro zdvihání, avšak s ohledem na relativně nízkou hmotnost zvedaných topidel a co největší nezávislost na přívodu energie, je nejlepším řešením použití zdvižné převodovky s výsuvným šroubem. Na obr. 2.12 je znázorněna zdvižná převodovka společnosti T.E.A. TECHNIK s.r.o.



Obr. 2.12 – Zdvižná převodovka s výsuvným šroubem [11]

Zdvižné převodovky jsou vyráběny s různým převodovým poměrem mezi otáčkami vstupní hřídele a otáčkami vnitřní trapézové matice. Převodový poměr se pohybuje rozmezí 4:1 až 36:1 v závislosti na zvedané síle. Materiálem převodové skříně je hliníková slitina. Výsuvný trapézový šroub je vyroben z oceli. Ve skříní převodovky jsou zhotoveny otvory s metrickým závitem pro montáž příslušenství na převodovku nebo montáž převodovky na místo. [2]

Naklápění topidla kolem osy kolmé na směr pohybu materiálu

Jak jsem uvedl v rozboru pohybů topidla, tento klopný pohyb slouží k nastavení skříně topidla do rovnoběžné polohy vzhledem k povrchu pohybující se vrstvy r-materiálu. Protože jsou vibrující části nakloněné o malý úhel, je i rozsah úhlu pro naklápění topidla malý. Z dlouhodobého hlediska se tedy bude jednat o kyvný pohyb.

Reálným řešením otáčivého pohybu je použití valivého nebo kluzného uložení, jejichž porovnání je uvedeno níže:

Výhody použití valivého uložení:

- působí zde pouze valivé tření

Nevýhody použití valivého uložení:

- vyšší náklady na výrobu než u kluzného uložení
- potřeba většího prostoru pro jeho umístění
- nutná ochrana proti nečistotám a korozi

Výhody použití kluzného uložení:

- vysoká únosnost
- jednoduchost
- nízké náklady na výrobu
- bezúdržbový provoz
- v případě že není požadována vysoká přesnost, není ovlivněn nečistotami

Nevýhody použití kluzného uložení:

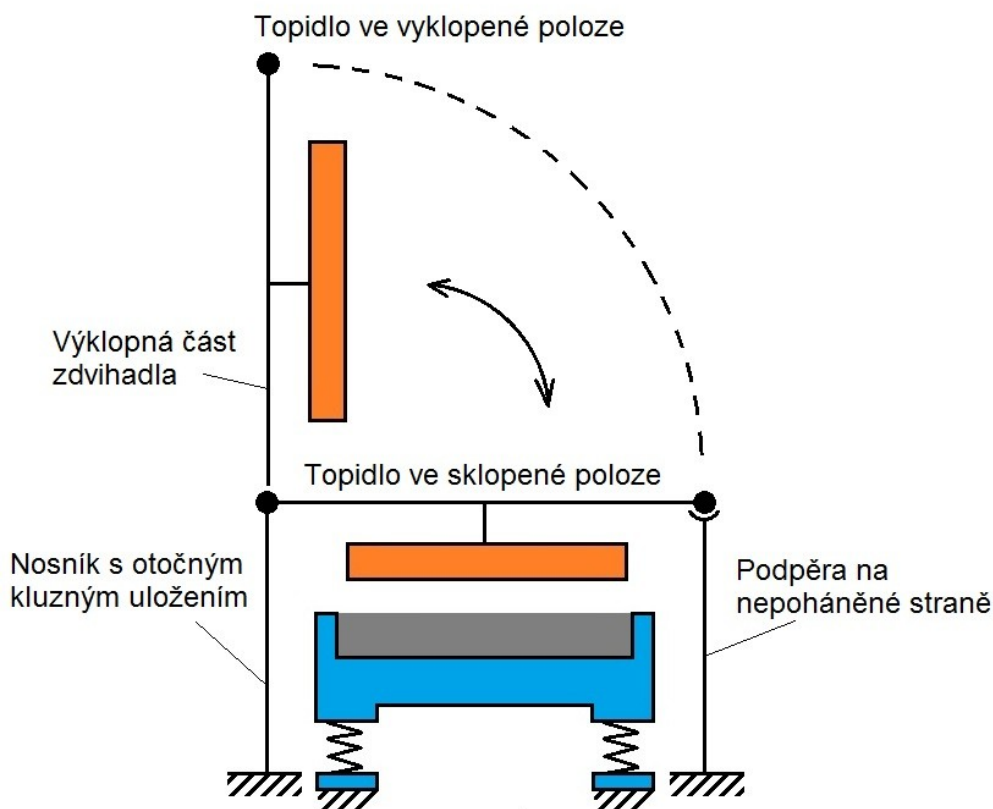
- působení smykového tření

Z hlediska krátkého rozsahu klopného pohybu topidla a předpokládané nízké četnosti naklápění během životnosti stroje, je smykové tření kluzného uložení zanedbatelné, a proto je zde použití valivého uložení zbytečné. Stejně jako u předchozího axiálního kluzného vedení, i zde je výhodou kluzného uložení bezproblémový provoz ve znečištěném prostředí. Uložení musí být navrženo tak, aby přeneslo zatížení ve všech polohách topidla, tedy i při jeho vyklopení mimo pracovní prostor dopravníku, kdy skříň každého topidla zaujme svislou polohu, při které dojde k odlehčení čepu kluzného uložení. Volím tedy kluzné uložení.

Po nastavení skříň topidla do správného úhlu je potřeba ho zajistit. Vzhledem ke krátkému rozsahu pohybu je zbytečné zde zavádět převodový mechanismus pro přesné nastavení úhlu naklonění. Lze využít např. dostatečně tuhého a velkého úhломěru, spojeného s částí topidla, který by obsahoval obloukovou drážku pro dotažení úhlu naklonění šroubem.

Vyklápění topidla z pracovního prostoru dopravníku

Vyklápění topidel kolem osy rovnoběžné s pohybem r-materiálu bude využíváno při údržbě, opravách a při čištění vnitřního prostoru dopravníku. Četnost použití bude tedy vyšší než u předchozího naklápění, avšak i zde se bude jednat o kyvný pohyb. Na rozdíl od předchozího pohybu bude čep tohoto kluzného uložení namáhám trvale stříhem. Vzhledem k požadavku na jednoduchou údržbu volím i zde kluzné uložení pomocí čepu. Osa rotace musí být umístěna v takové výšce nad horními okraji vibračního dopravníku, aby tělesa topidel během vyklápění nekolidovala s dopravníkem. Otočné kluzné uložení bude tedy umístěno na dostatečně vysoké a tuhé podpěře složené ze správně zvolených a spojených nosníků. Níže na obr. 2.13 je uvedeno zjednodušené schéma zdvihadla pouze s funkcí vyklápění.



Obr. 2.13 – Zjednodušené schéma funkce vyklápění

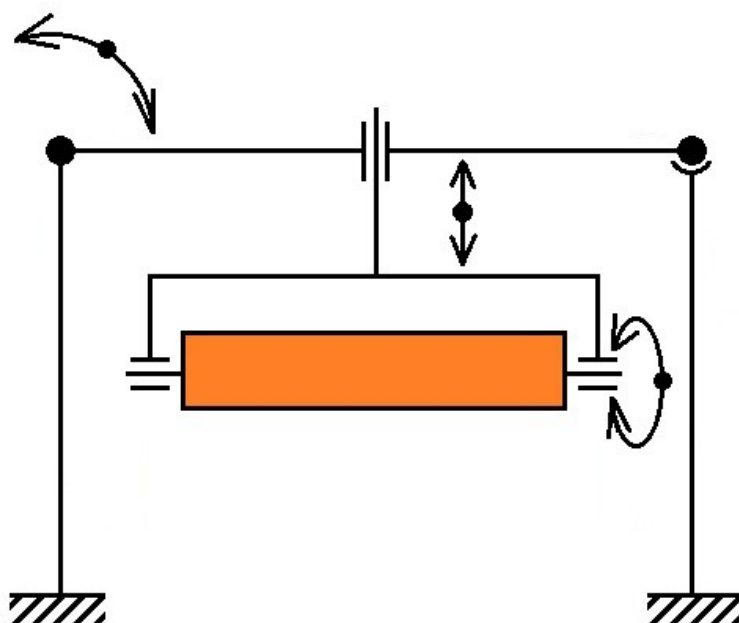
Opačná strana vyklápějící se části topidla, která se při vyklápění zvedá do nejvyšší polohy, musí být ve spuštěné poloze podepřena a zajištěna s dostatečnou tuhostí a pevností, s ohledem na vibrace a riziko vzniku rezonance během přepravy po nerovné vozovce. Proto je potřeba umístit na tuto stranu dopravníku podpěru, která přenesení zatížení

od vyklápějící se části i s topidly, popř. síly od zrychlení při převozu. Na podpěře bude upevněn vhodný mechanismus, který uzamkne konzolu při jejím sklopení do horizontální polohy. V další kapitole se budu věnovat uspořádání jednotlivých pohybů.

2.3 Vzájemné uspořádání nositelů funkcí

Uspořádání stanovených nositelů funkcí závisí na velikosti a směru zatížení, druhu použitých pohonů, ale také na realizovaných pohybech. Zároveň toho uspořádání ovlivňuje rozměry použitých polotovarů a výsledné rozměry, hmotnost a náklady na výrobu zdvihacích mechanismů. Dle dosavadních informací jsem rozpracoval několik koncepčních schémat, která budu následně hodnotit.

Schéma č.1



Obr. 2.14 – Schéma č. 1

Na obrázku výše je zobrazeno první zjednodušené schéma. Jsou zde přítomny všechny potřebné funkce pro manipulaci s topidly. Těleso sálavého topidla je zvýrazněno oranžovou barvou, zatím co těleso dopravníku, nacházející se pod topidlem, jsem pro přehlednost ve schématech vynechal. Obě strany zdvihadla jsou tvořeny svislými nosníky, jejichž úkolem je nesení prostřední výklopné konzoly s topidlem. Nosník na pravé straně je

však namáhán i po vyklopení topidla směrem vzhůru, zatím co nosník na levé straně slouží k podepření a jištění konzoly s topidlem ve sklopeném stavu. Vyklápění konzoly s topidlem zajišťuje jedno nebo více otočných kluzných uložení s čepem, umístěných v horní části pravého nosníku. V konzole je umístěno kluzné lineární vedení pro realizaci svislého posuvu za účelem nastavení správné výšky topidla nad r-materiálem. Vysouvající se část je pevně spojena s rotačním kluzným uložením, jehož úkolem je realizace naklápění topidel za účelem jejich přizpůsobení povrchu r-materiálu.

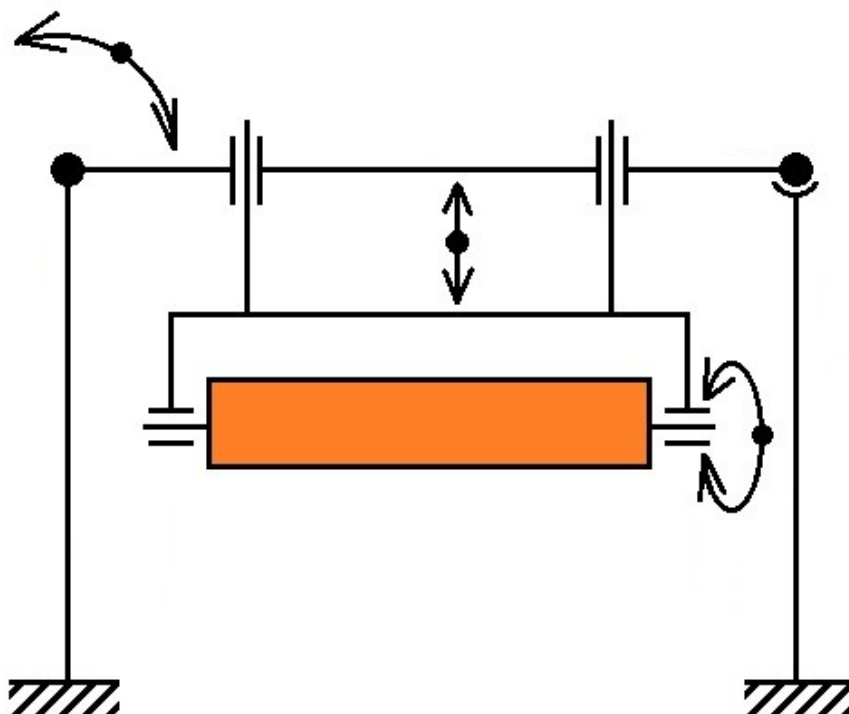
Výhody:

- jednoduchost konstrukce

Nevýhody:

- upevnění topidla a systému naklápění pouze k jednomu posuvnému vedení
- značný ohybový moment.
- realizace ručního pohonu pomocí zdvižné převodovky by u tohoto řešení byla o obtížná, kvůli nutnosti upevnění výsuvného šroubu na jednu stranu vedení.

Schéma č.2



Obr. 2.15 – Schéma č. 2

Uspořádání ve druhém schématu se od prvního liší pouze zvýšením počtu posuvného kluzného vedení, které je zde umístěno nad obě strany topidla.

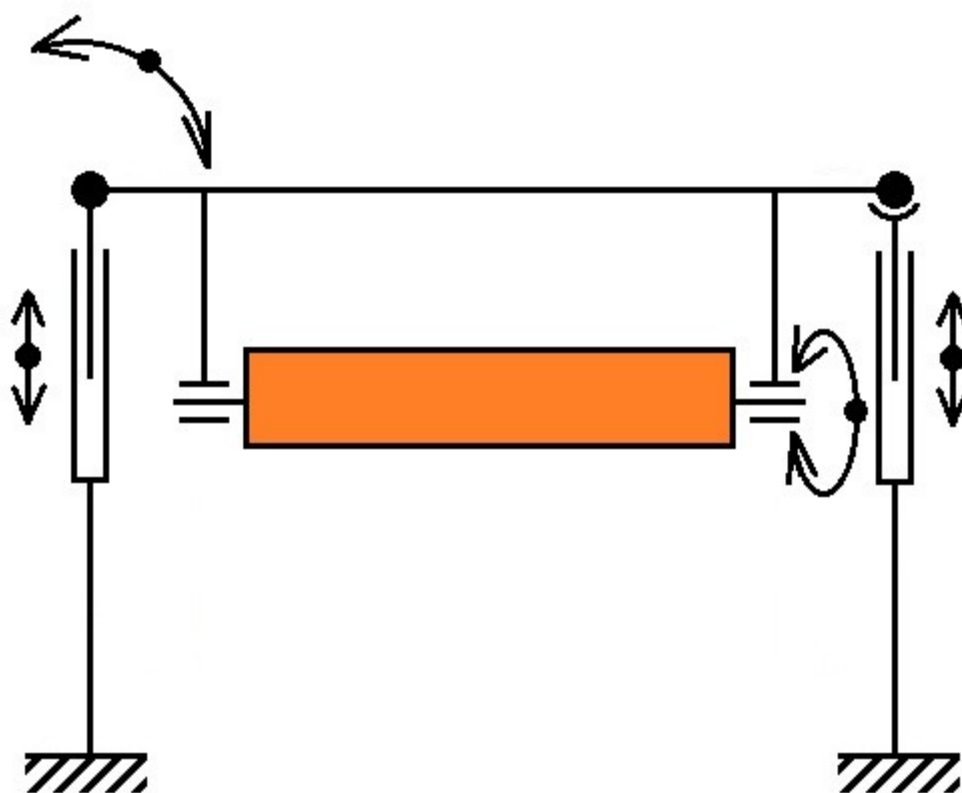
Výhody:

- vyřešen problém ohybovým namáháním částí posuvného vedení a nízké tuhosti konstrukce
- zdvojnásobením počtu posuvných vedení a jejich posunutí do strany se uvolní místo ve středové části, což umožní např. symetrické umístění zdvižné převodovky mezi obě vedení a tím i rovnoměrný přenos tíhy topidel na šroub posuvu.

Nevýhody:

- zvýšení hmotnosti výklopné konzoly přidáním druhého posuvného vedení

Schéma č.3



Obr. 2.16 – Schéma č. 3

Na posledním schématu je svislé vysouvání realizováno na obou stranách stroje. Na rozdíl od předchozích řešení, v tomto případě nese výklopná konzola pouze jednu funkci a to je naklápění topidla pro přizpůsobení r-materiálu. Svislý pohyb, potřebný pro nastavení výšky topidel nad r-materiálem, koná topidlo i s celou konzolou.

Výhody:

- vyšší tuhost konzoly
- menší vertikální rozměr celého zdvihacího mechanismu, způsobený právě absencí nositele funkce svislého posuvu mezi topidlem a konzolou

Nevýhody:

- umístění vertikálního posuvu na obě strany
- zdvojnásobení počtu zdvižných převodovek s výsuvnými šrouby
- vysoké ohybové momenty působící na součásti vertikálního posuvu

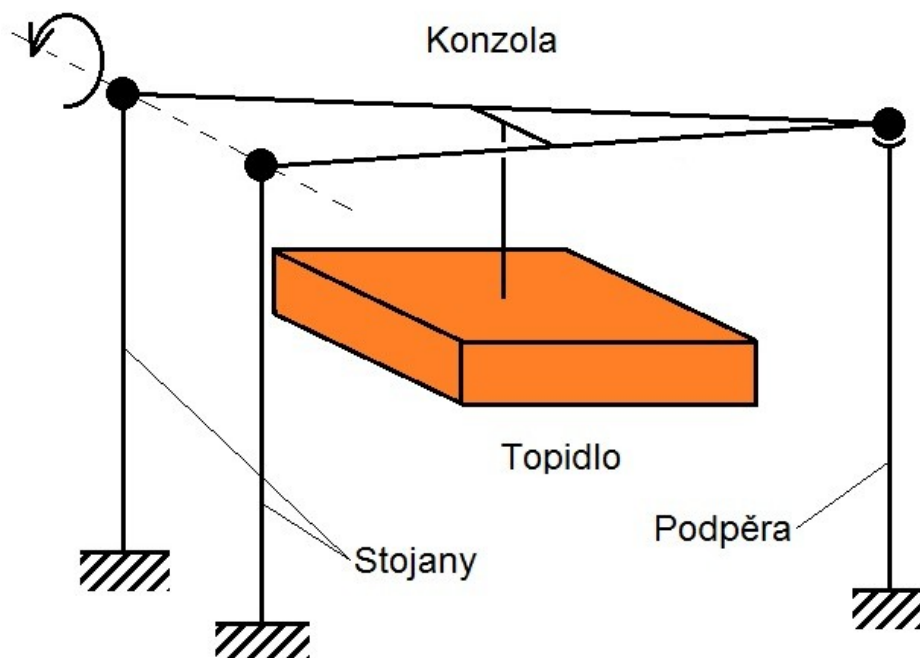
Funkce vyklápění celé konzoly i s topidlem je zde řešena stejně jako u předchozích schémat.

S ohledem na jednoduchost použití a umístění pohonů, a také tuhost celé konstrukce je nejlepším řešením uspořádání ve schématu č. 2 na obr. 2.15, z něhož budu vycházet při dalším návrhu.

Upřesnění zvoleného koncepčního schématu

U první varianty koncepčního schématu jsem se zmínil o možnosti použití více než jednoho kluzného uložení s čepem, u každého zdvihadla, pro realizaci vyklápění konzoly s topidlem. Důvodem takového řešení je dostatečná stabilita, pevnost a tuhost bočních nosníků během vyklápění konzoly a samozřejmě i během transportu stroje na nové místo, kdy na zdvihací mechanismy působí zrychlení v podélném směru stroje. V okamžiku zvedání se totiž hmotnost celé konzoly a topidel přenáší právě na boční stojan, do něhož jsou zmíněná kluzná uložení zakomponována, a působí na něj značným ohybovým momentem. Proto jsem se rozhodl pro použití dvou kluzných uložení, z nichž každé bude umístěno na vlastním stojanu, vyrobeném z jednoho profilu popř. svařené z více profilů, vhodně zvolených a orientovaných tak, aby co nejspolehlivěji přenesly dané zatížení. Oba stojany budou umístěny ve vhodné vzdálenosti od sebe, čímž se zvýší tuhost a stabilita celé

konstrukce a mezi stojany tak vznikne prostor, jak ukazuje obr. 2.17, na kterém je pro názornost zobrazena pouze konzola se stojany, podpěrou a zjednodušeným modelem topidla, zvýrazněným oranžově.

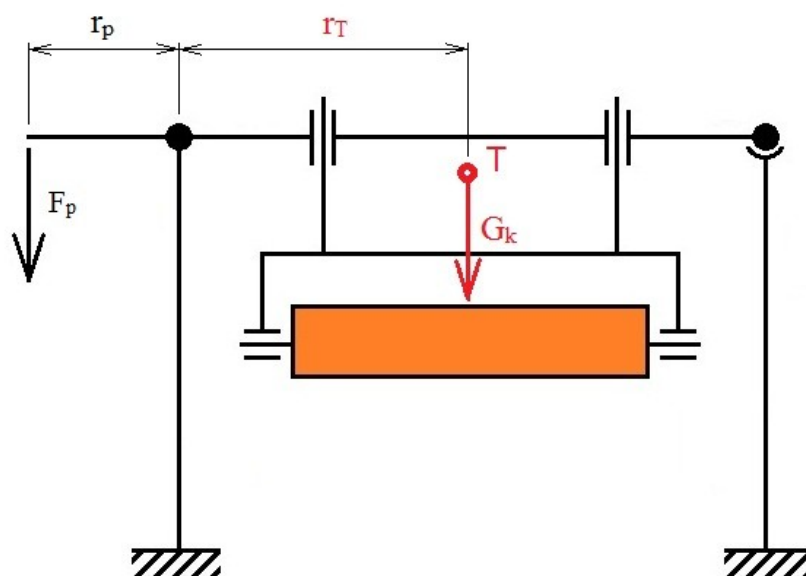


Obr. 2.17 – Prostorové uspořádání stojanů a konzoly

Zvětšení počtu kluzných uložení a stojanů s sebou přináší také určité usměrnění při pozdějším návrhu konstrukce výklopné konzoly.

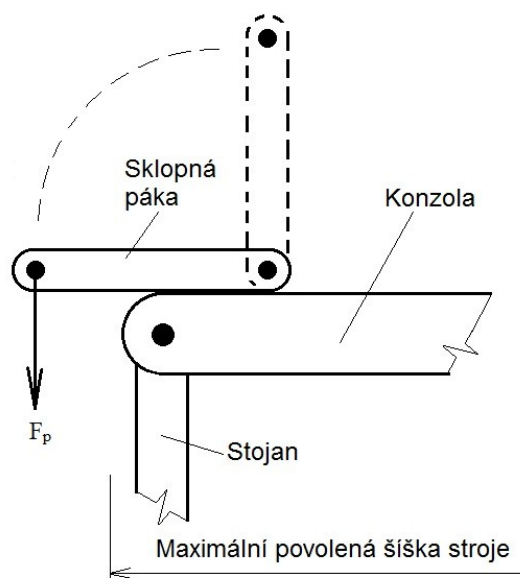
Doposud jsem se nezabýval pohonem pro vyklápění konzoly. Vzhledem k tomu, že se jedná o rotační pohyb, bude muset navrhovaný pohon překonat kroutící moment vyvolaný tíhou topidla a konzoly, působící na délkovém ramenu. Délka ramena tíhy je určena horizontální vzdáleností osy otáčení, tedy osy čepu v kluzném uložení, od těžiště sestavy konzoly s topidlem. Aby mohl pohon tento kroutící moment překonat, musí působit silou na dostatečně dlouhé páce, aby vyvinul opačně orientovaný moment, který vyklopí konzolu. Závisí na uspořádání pohonu, zda se bude jednat o tlačnou sílu nebo tažnou sílu. Je však nutné navrhnout pohon tak, aby po sklopení konzoly s topidly do pracovní polohy příčný rozměr nepřekročil maximální povolenou šířku pro provoz na pozemních komunikacích. Vzhledem k omezenému prostoru mezi topidlem a konzolou, přichází v úvahu možnost tažného pohonu, působícího silou na páku, která míří opačným směrem, vůči ose vyklápění, než vyklápěná konzola. Kvůli maximální šířce stroje však není na

vnější straně dopravníku dost místa pro pevné umístění dostatečně dlouhé páky. Na obr. 2.18 je zobrazeno schéma konzoly s pevnou pákou, kde točivý moment konzoly je vytvářen její tíhou G_k [N] na ramenu r_T [mm] a moment pohonu, potřebný pro překonání momentu konzoly, je charakterizován silou pohonu F_p [N] na rameni r_p [mm]. Bod T znázorňuje pozici těžiště sestavy konzoly a topidla.



Obr. 2.18 – Znázornění síly potřebné pro vyklopení topidla z pracovního prostoru dopravníku

Je proto potřeba najít řešení, kterým lze vzniklé omezení obejít. Jedním ze způsobů jak toho docílit, je sestrojení páky, která by nebyla trvale a neoddělitelně upevněná na konzolu. Páka by byla uchycena na konzole v pomoci kluzného uložení s čepem, aby bylo možno ji v případě potřeby převozu stroje vytočit směrem dovnitř stroje ať už obsluhou nebo pohonem, díky čemuž by jeho šířka zůstala zachována. Po převozu a tedy před spuštěním stroje by ji buď obsluha stroje nebo samotný pohon sklopil zpět do pracovní polohy. Na základě této myšlenky jsem navrhl páku, jejíž princip zobrazuje jednoduché schéma na obr. 2.19.



Obr. 2.19 – Schematické zobrazení sklopné páky konzoly

Kvůli přehlednosti jsem zobrazil pouze výklopnou konzolu se stojany bez tělesa topidla a posuvných mechanismů.

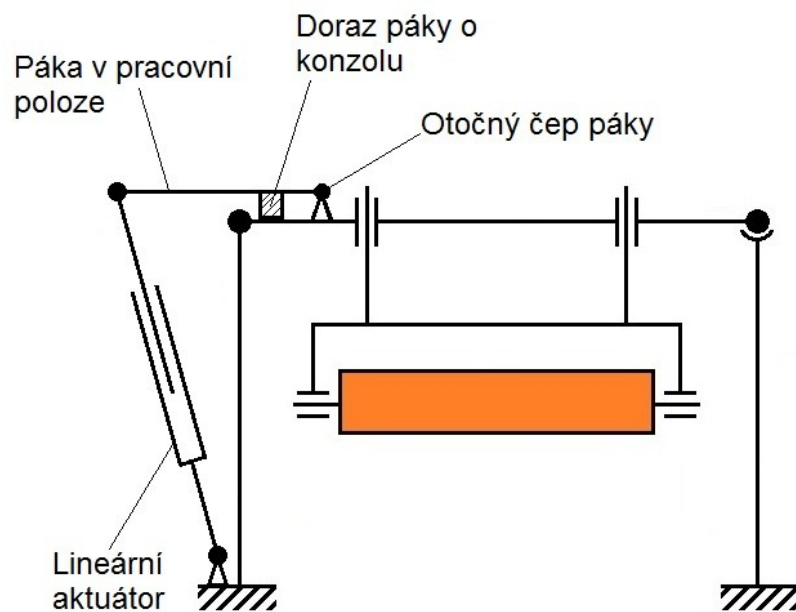
Pro vyvození zmíněné tažné síly F_p lze opět použít pohony, které jsem uvedl v kap. 2.2, tedy hydraulický, pneumatický lineární pohon, lineární aktuátor nebo zdvižnou převodovku. Jejich výhody a nevýhody jsem ve zmíněné kapitole uvedl taktéž. Protože je požadavkem zákazníka co nejnižší cena, nízké nároky pohonu z hlediska údržby a dostatečná spolehlivost, vynechám pneumatický i hydraulický pohon. Ruční pohon zdvižné převodovky s výsuvným šroubem je sice jednoduché řešení, avšak kvůli převodovému poměru zdvižné převodovky do pomala by byla doba vyklápění konzoly příliš dlouhá. Zvolil jsem proto lineární aktuátor, který již obsahuje převodovku a elektrický asynchronní motor. Jedná se o alternativní náhradu hydraulických a pneumatických pohon. Principem je převod rotačního pohybu na posuvný. Velkou výhodou tohoto pohonu je možnost regulace rychlosti vysouvání a také vysoká rychlost posuvu pístnice. Tato zařízení jsou schopna vyvinout vysokou tlačnou nebo tažnou sílu až 60 kN. Podoba aktuátoru výrobce ELEKTROPOHONY spol. s r.o. [1] je zobrazena na obr. 2.20.



Obr. 2.20 – Lineární aktuátor [12]

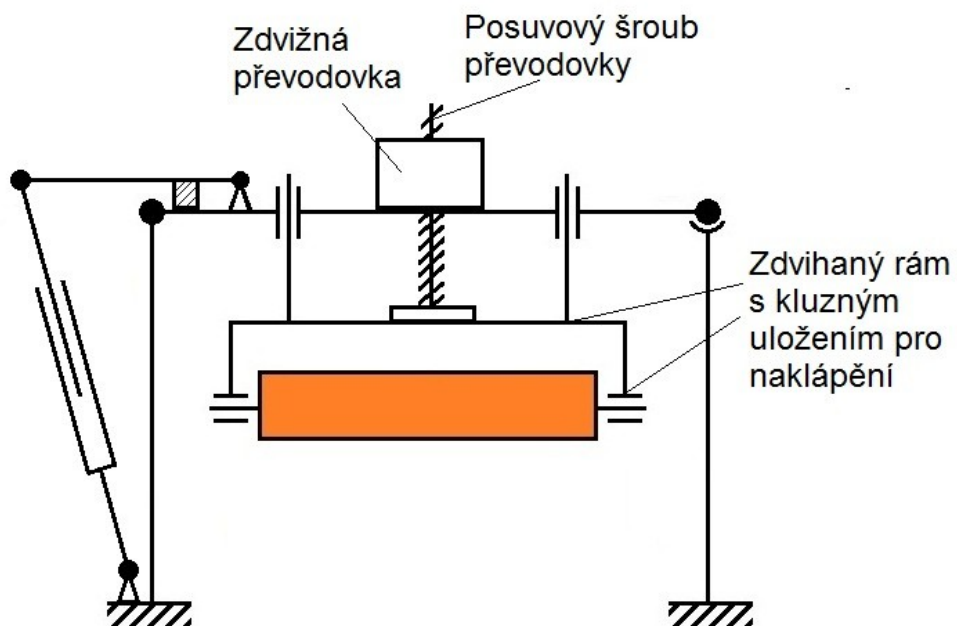
Výrobce nabízí různé varianty uspořádání motoru a válce aktuátoru, stejně jako široký výběr opracování konce pístnice.

Lineární aktuátor musí mít dostatečný zdvih, aby kromě tažení sklopné páky konzoly, při jejím zvedání, dokázal páku vyklopit vůči konzole na opačnou stranu pro zmenšení šířky stroje. Pro umístění aktuátoru jsem zvolil prostor mezi stojany konzoly. V tomto místě bude aktuátor upevněn otočným čepem k podvozkovému rámu stroje, zatím co konec výsuvné pístnice bude upevněn otočným čepem ke sklopné páce konzoly, jak je znázorněno na obr. 2.21.



Obr. 2.21 – uspořádání pohonu pro vyklápění konzoly

Je potřeba ještě vyřešit umístění zdvižné převodovky s výsuvným šroubem pro svislé zdvihání topidel spolu se systémem naklápění. Zdvižná převodovka bude umístěna uprostřed mezi pravým levým kluzným vedením. Příruba na konci trapézového šroubu bude pevně spojena s rámem, který ponese systém naklápění s topidlem, viz. obr. 2.22.



Obr. 2.22 – Uspořádání pohonu pro svislé zdvihání topidel

3 Konstrukční návrh jednotlivých částí zdvihacího mechanismu

V této kapitole se budu zabývat konstrukčním řešením jednotlivých částí zdvihadel, na základě dosavadních informací a poznatků získaných při řešení koncepčního schématu. Začnu návrhem konstrukce vnitřního rámu, který nese topidlo i s jeho naklápěcím systémem, pak následuje návrh výklopné konzoly se sklápěcí pákou a nakonec přijdou na řadu boční stojany a umístění lineárního aktuátoru.

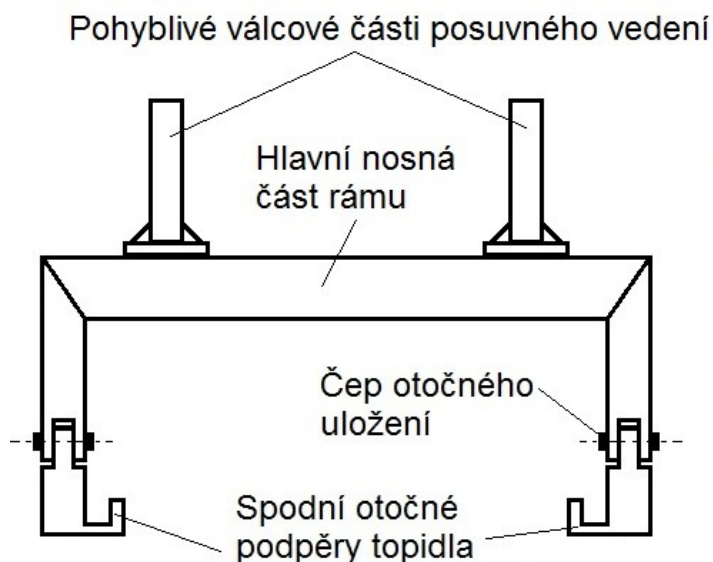
Vzhledem k tomu, že je návrh prototypu tohoto stroje ve fázi vývoje, nejsou zatím upřesněny jak celkové rozměry topidel, tak ani rozměry a uspořádání vnějších součástí připojených na skříň topidla jako např. potrubí pro rozvod plynu do místa spalování, nádoby pro míšení hořlavého plynu se vzduchem atd. Z toho důvodu budu při následném navrhování jednotlivých součástí, ale také zobrazování vymodelované sestavy, pracovat se zjednodušeným modelem topidla, kterým nahradím detailní model topidla. Jako zjednodušený model použiji kvádr, jehož rozměry jsem uvedl v kap. 1, tedy délka 1800mm, šířka 1900 mm. Výška kváдру bude mít hodnotu 210 mm a pro dimenzování součástí uvažuji hmotnost topidla 200 kg.

3.1 Návrh vnitřního posuvného rámu

Úkolem vnitřního rámu je zajištění naklápění topidla kolem osy kolmé na pohyb r-materiálu a nesení topidla ve všech polohách vyklápěné konzoly a také ve všech polohách svislého posuvu. Rám se tedy skládá z nosné konstrukce, v jejíž spodní části se nachází otočná kluzná uložení pro klopný pohyb topidla a na horní část rámu budou upevněny pohyblivé části svislého posuvného vedení. Otočná kluzná uložení budou vzhledem k topidlům umístěna tak jako na dříve zvoleném koncepčním schématu, tedy na bočních stranách topidla.

Při návrhu hlavní nosné části vnitřního rámu musím vycházet ze zatížení, která na topidlo působí. Během statického umístění stroje, na jeho pracovním místě, jsou přítomny pouze gravitační síly. Rám však musí přenést zatížení ve všech jeho polohách topidla při jeho vyklápění s konzolou, protože vše, co je v dolní části namáháno tahem, bude po vyklopení konzoly namáháno na ohyb. Navíc by bylo vhodné aby naklápění topidla v rámu protínala topidlo v polovině jeho výšky. Oproti tomu při převozu stroje po pozemních

komunikacích budou na zdvihadla působit síly od zrychlení v podélném směru stroje, odstředivé síly a vibrace, takže by bylo vhodné zvolit při návrhu rámu polotovár o takovém tvaru, který je dostatečně odolný na ohyb i na krut. Proto jsem se rozhodl pro použití dutého čtvercového a obdélníkového profilu podle EN 10210-2 tvářeného za tepla v jakosti S235JRH neboli 11 375. Přibližná podoba rámu je na obr. 3.1.



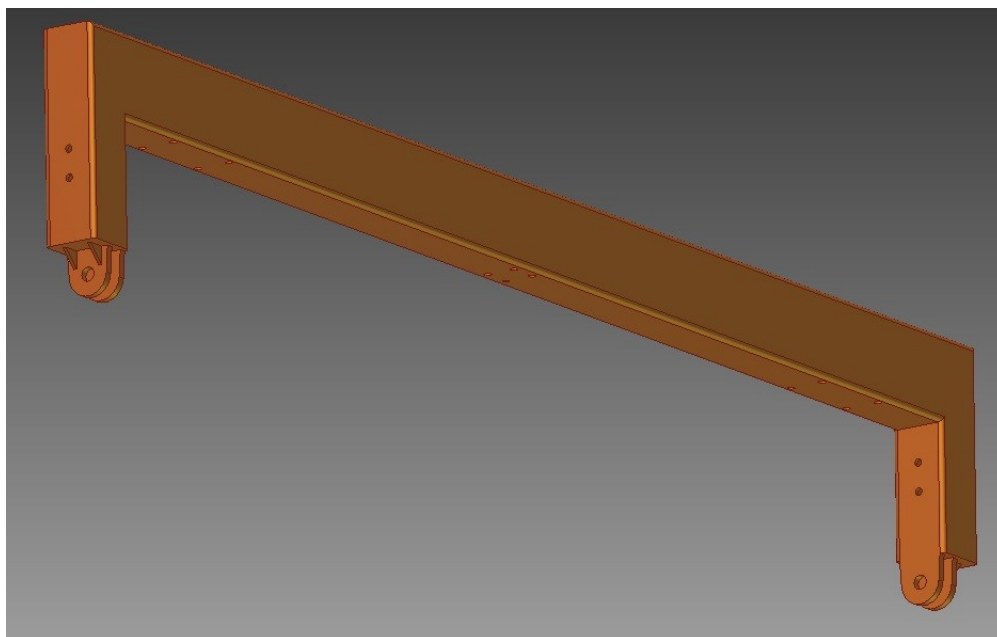
Obr. 3.1 – Schéma sestavy vodících válců a vnitřního rámu s otočnými podpěrami

Nosná část rámu je svařenec a je tvořena horizontálním nosníkem, zhotoveným z obdélníkového dutého profilu 120x80x5, zatímco boční svislé nosníky jsou zhotoveny ze čtvercového dutého profilu 80x80x5. Velikosti použitých profilů jsem vybral s ohledem na jejich pevnost v ohybu, která je dána modulem odporu průřezu W_o . Každá z pohyblivých částí svislého posuvného vedení je k nosné části rámu upevněna pomocí čtyř šroubů. Čepy v otočných uloženích jsou namáhány na střih a jsou zhotoveny z oceli třídy 11 500 a jejich velikost jsem určil na základě pevnostního výpočtu ze smykového napětí při míjivém zatížení a součiniteli bezpečnosti $k_s = 2$, viz. níže.

$$\frac{\tau_D}{k_s} \geq \frac{\frac{G_t}{2}}{2 \cdot S} = \frac{\frac{m_t \cdot g}{2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{čt}}^2}{4}} = \frac{m_t \cdot g}{\pi \cdot d_{\text{čt}}^2} \quad (3.1)$$

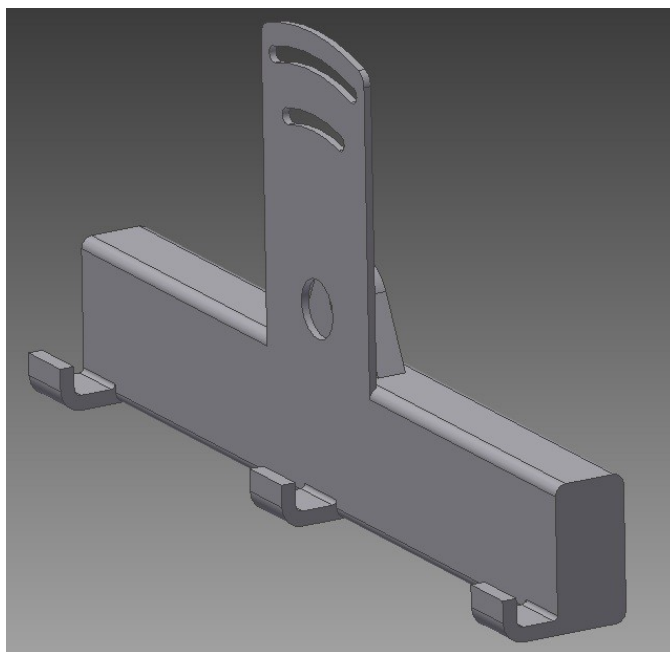
$$d_{\text{čt}} \geq \sqrt{\frac{m_t \cdot g \cdot k_s}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt{\frac{200 \cdot 9,81 \cdot 2}{\pi \cdot 50}} = 5 \text{ mm} \quad (3.2)$$

Průměrná hodnota dovoleného napětí ve smyku oceli 11 500 při míjivém zatížení je $\tau_D = 50 \text{ MPa}$ [3]. Hmotnost topidla je $m_t = 200 \text{ kg}$ a hodnota gravitačního zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. S touto hodnotou gravitačního zrychlení a hmotností topidel budu počítat při všech následujících výpočtech. S ohledem na výsledek pevnostního výpočtu volím čep o průměru 20 mm. Spodní části nosného rámu, v nichž se otáčí podpěry skříně topidla, jsou tvořeny polotovary z ploché oceli 80x10 a dle EN 10058 z materiálu S235JR. Na obr. 3.2 je zobrazen model nosné části rámu.



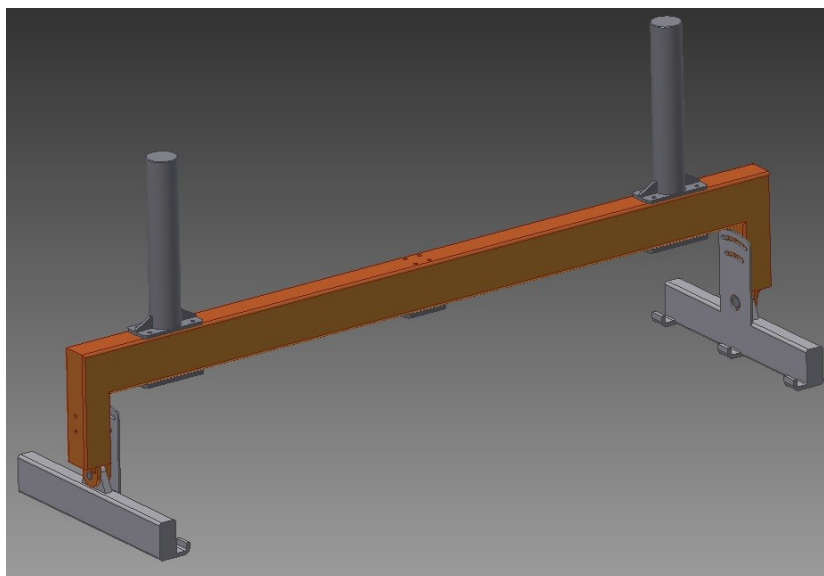
Obr. 3.2 – Nosná část vnitřního rámu

Otočné podpěry topidla jsou svařeny z ploché oceli 80x20, z dutého obdélníkového profilu 100x50x5 a z částí vyrobených zahnutím ploché tyče 40x10. Zajištění úhlu po naklopení topidla je realizováno pomocí svěrného spojení úhelníku s dvěma obloukovými drážkami, který je přivařen k otočným podpěrám topidla a po dosažení požadovaného úhlu je přitážen k boční svislé části nosného rámu viz. obr. 3.3. Upevnění skříně topidla k otočným podpěrám může být realizováno pomocí šroubového spojení.



Obr. 3.3 – Otočná podpěra sálavého topidla

Pohyblivé části kluzného vedení jsou svařeny z ocelové trubky 80x10 dle ČSN 42 6711 z oceli jakosti 11 353, a rovněž z ploché oceli 80x10, do které jsou navrtány 4 otvory pro rouby k upevnění na nosný rám. Dle potřeby je přidáno žebrovaní. Délka pohyblivých částí je 410 mm, a je navržena s ohledem na potřebný zdvih topidel, který i s rezervou činí 200 mm. Na spodní straně horizontální části nosného rámu jsou umístěny obdélníkové podložky z ploché tyče 80x10 pro zvýšení tuhosti rámu. Sestava nosného rámu s pohyblivým vedením, otočnými podpěrami a bez použitých šroubů je znázorněna na obr. 3.4.



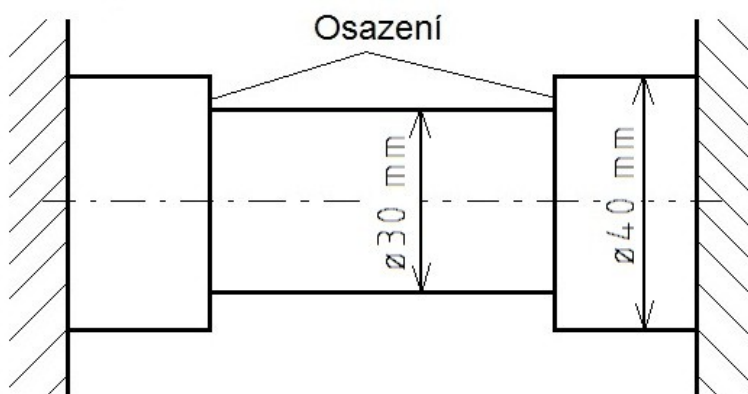
Obr. 3.4 – Sestava nosného rámu, otočných podpěr a válců svislého vedení

Přibližná hmotnost vnitřní části rámu i s pohyblivými částmi posuvného vedení a otočnými podpěrami je 75 kg.

3.2 Návrh výklopné konzoly se sklápěcí pákou

Výklopná konzola je umístěna na dvou otočných čepích na jedné straně dopravníku a na podpěrném uzamykatelném mechanismu na druhé straně dopravníku. Jak už jsem zmínil dříve, každý z čepů rotačního uložení je umístěn na své vlastní noze. Součástí konzoly jsou posuvná kluzná vedení, určená pro svislý pohyb vnitřního rámu s topidlem, dále zdvižná převodovka, která slouží jako pohon vnitřního rámu, a otočné kluzné uložení s čepy pro uchycení sklopné páky.

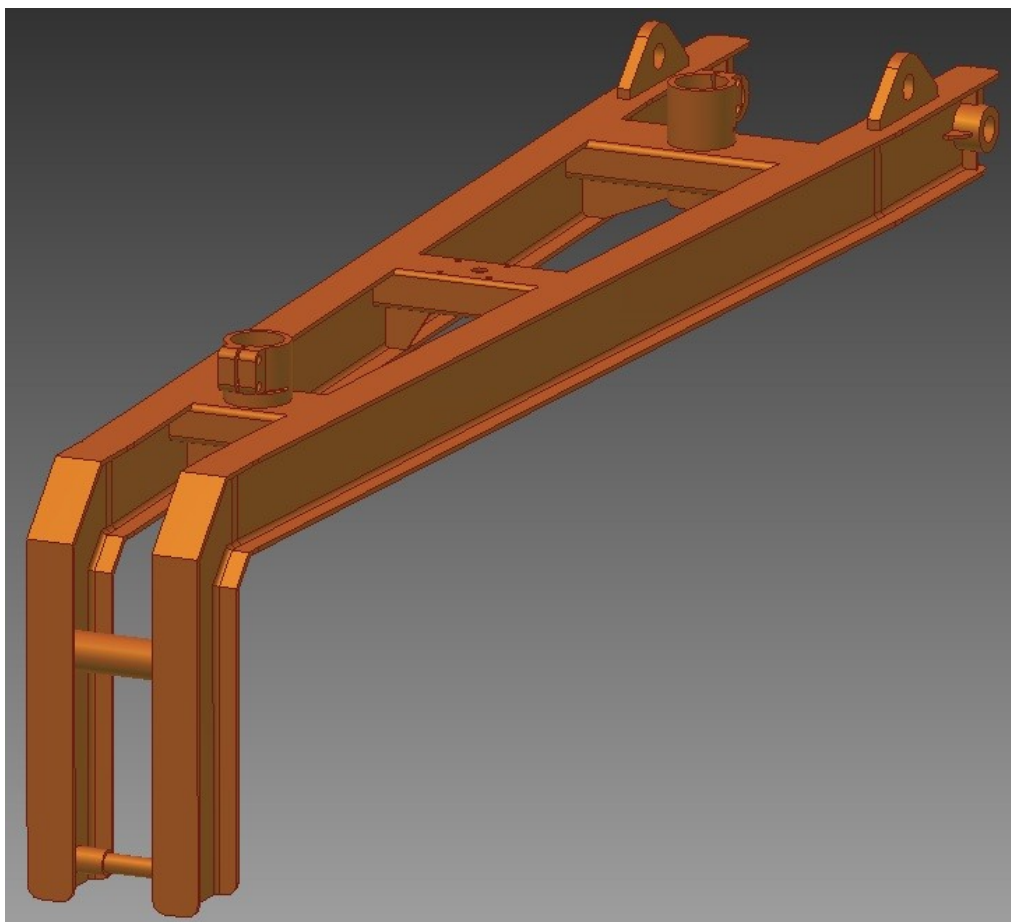
Tvar konzoly se odvíjí od obou otočných uložení na jedné straně a od systému podepření na straně druhé. Je vhodné, aby byla konzola po sklopení do pracovní polohy zajištěna ve všech směrech, což lze realizovat pomocí dostatečně pevné osy s vnitřním osazením, který po sklopení konzoly zapadne do uzamykatelného mechanismu. Osa je navařena mezi profily, které tvoří nosnou část konzoly. Osazení na ose zajistí upevnění konzoly v podélném směru stroje, zatímco její válcový tvar zajistí konzolu ve vertikálním směru. Tvar osy je znázorněn na obr. 3.5.



Obr. 3.5 – Schéma osy s osazením pro podepření konzoly

Nosná část konzoly musí snést ohybová a smyková napětí od tíhy vnitřního rámu s topidlem. Proto jsem se rozhodl pro použití ocelového profilu IPE 140 dle DIN 1025-5 o jakosti S355J2, tedy 11 503. Pro nosnou část použiji dva kusy profilu IPE, kdy každý nese na svém konci jedno ze dvou otočných uložení. Na opačném konci jsou profily spojeny

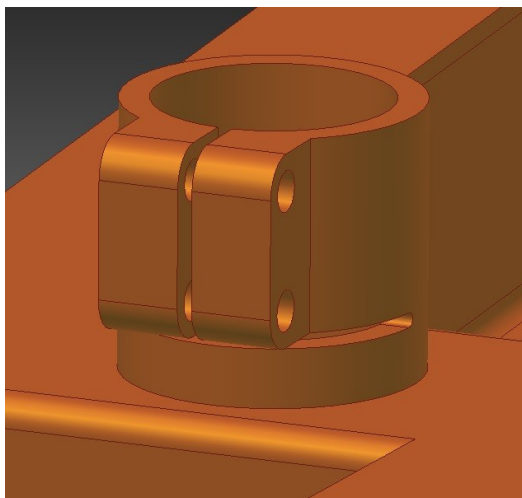
osou s osazením, pro již zmíněné zajištění konzoly. Profily IPE jsou ohnuty tak, že na straně s otočným uložením je vzdálenost jejich středů rovna 400 mm, zatím co na opačné straně pouze 200 mm s tím, že na této straně pokračují ve svislém směru a osa s osazením pro zajištění konzoly je umístěna na jejich konci. Důvodem této úpravy je zabránění nárazu vnitřního rámu s topidlem do podpěrného stojanu. Profily jsou vzájemně spojeny jak osou s osazením, tak i třemi dutými obdélníkovými profily podle EN 10210-2, rozmístěnými v řadě. Dva z těchto obdélníkových profilů o rozměrech 140x60x5, nesou posuvné svislé vedení, zatímco profil 100x60x5, umístěný mezi nimi, slouží k upevnění zdvižné převodovky pro zvedání vnitřního rámu. Vše je zobrazeno na obr. 3.6.



Obr. 3.6 – Výklopná konzola

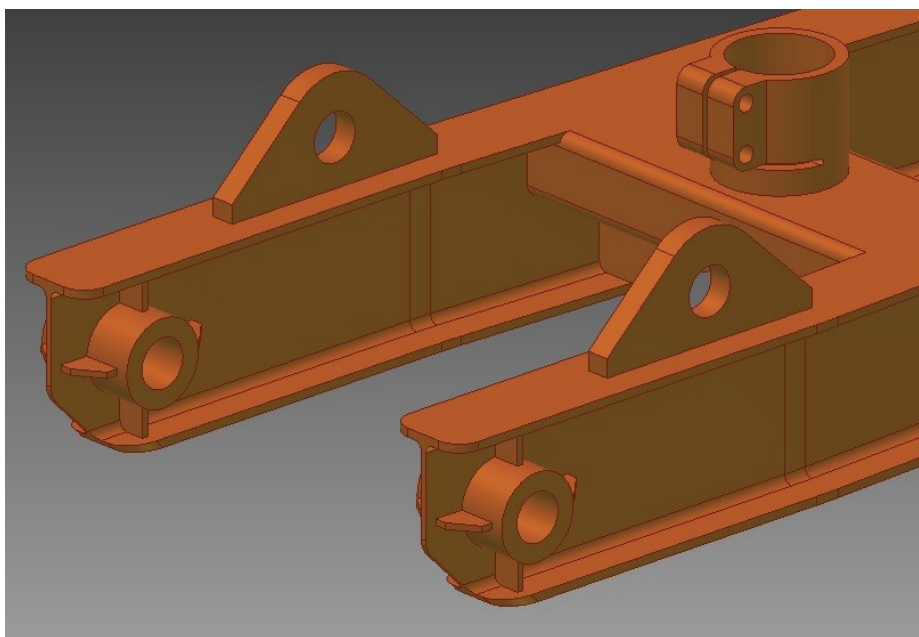
Posuvná vedení, která jsou svařená K dutým obdélníkovým profilům, jsou vyrobena z ocelových trubek o rozměrech 100x10 a délce 180 mm, dle EN 10305 z oceli jakosti E355. V horní části jsou trubky naříznuty a upraveny na dělený svěrný spoj, jehož úkolem je částečné zajištění pohyblivých částí svislého posuvu viz. obr. 3.7. Částečné proto, že jsou části svislého posuvu neseny i dostatečně dimenzovanou zdvižnou převodovkou. K utažení každého svěrného spoje slouží dva šrouby s maticí. Vzájemná vzdálenost obou

posuvných vedení, i se svěrným spojením, je 1520 mm. Svěrnost spojení jsem ověřil kontrolním výpočtem v programu Inventor. Konzola je dlouhá 2550 mm a váží přibližně 107 kg.



Obr. 3.7 – Svěrný spoj svislého posuvného vedení

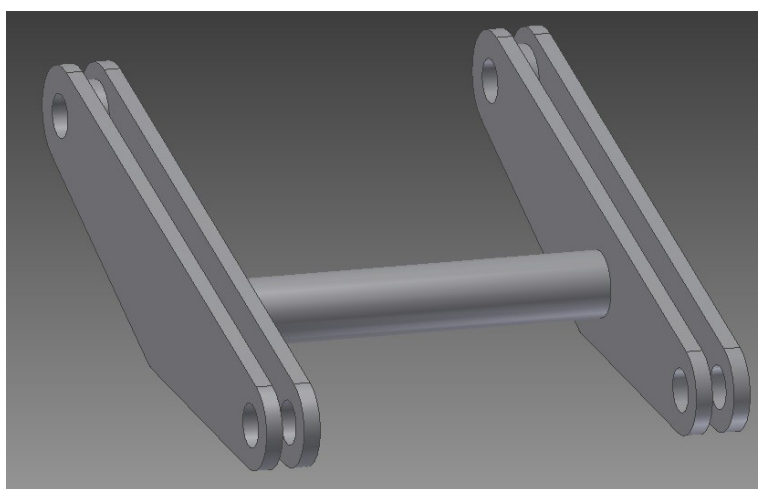
Pro připojení sklopné páky, jejíž úkolem je vyvození potřebného momentu pro vyklápění konzoly, jsou na horní stranu profilů IPE 140 přivařena oka, zhotovená z ploché ocelové tyče 100x20 podle dle EN 10058 z materiálu S355J2, do nichž jsou vyvrtány otvory pro přenos sil čepem, jak je zobrazeno na obr. 3.8.



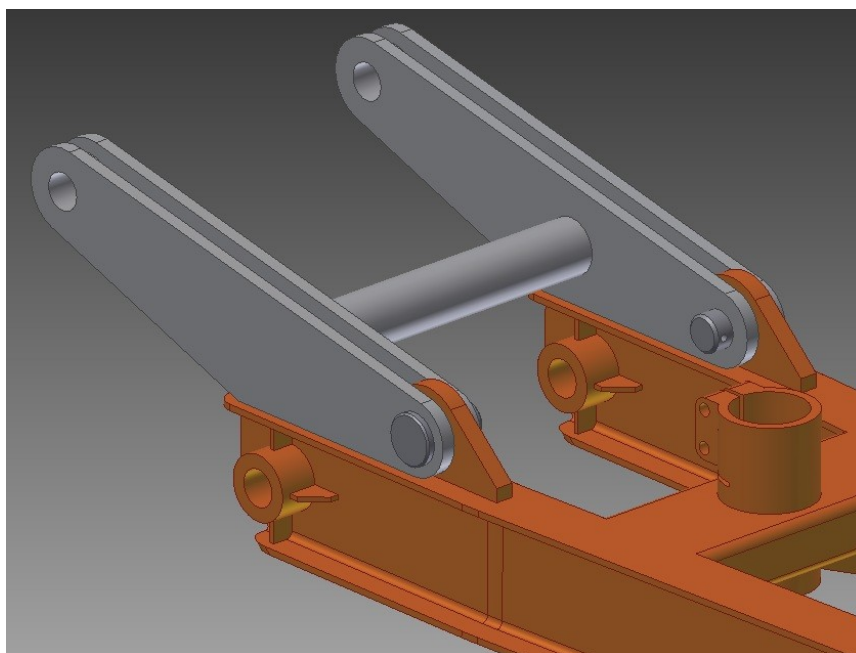
Obr. 1 Umístění ok pro uchycení sklopné páky

Části konzoly jako otočné uložení, nosné profily IPE nebo duté obdélníkové profily, jsou zpevněny žebrováním a trubkami.

Sklopná páka je stranově symetrická součást, která přenáší zatížení a momenty z konzoly na lineární aktuátor, během procesu vyklápění. Každá strana páky je svařena z opracovaných ocelových plochých tyčí 140x15 podle dle EN 10058 z oceli S355J2, a trubky 60x10 dle EN 10058, z materiálu S235JR, která tyto ploché tyče vzájemně spojuje. Na každé straně páky jsou vyvrtány otvory pro čepy, které realizují její otáčení vůči konzole a vůči pístnici lineárního aktuátoru. Výsledná podoba a umístění páky je zobrazena na obr. 3.9 a 3.10.



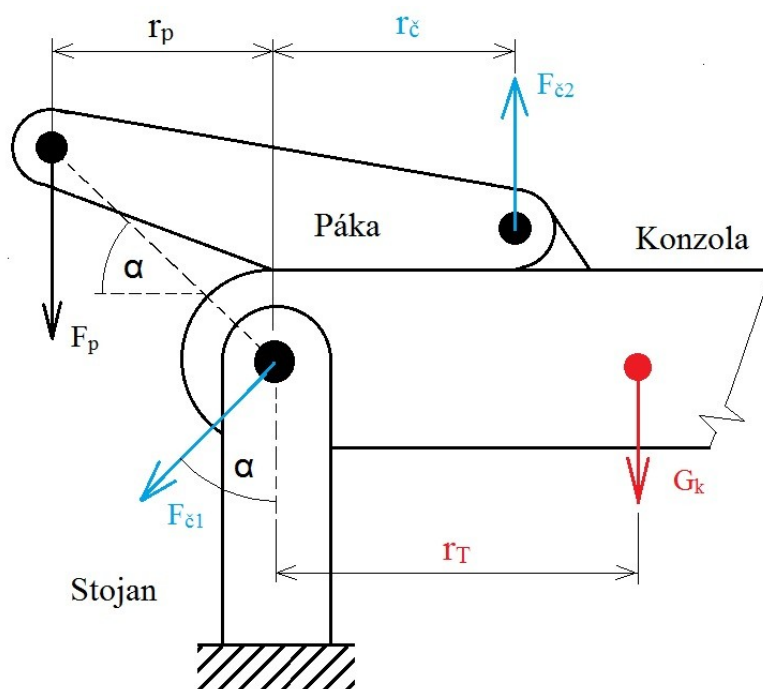
Obr. 3.9 – Sklopná páka



Obr. 3.10 – Umístění sklopné páky na konzole

Na obdélníkovém profilu, umístěném ve středu konzoly je pomocí čtyř šroubů M8 upevněna zdvižná převodovka s výsuvný šroubem, pro zvedání vnitřního rámu. Zvolil jsem převodovku společnosti T.E.A. TECHNIK s.r.o. s nosností 10000 N se závitem trapézového šroubu Tr 20x4 a převodovým poměrem vnitřní šnekové převodovky 4:1 [2]. Převodovka i se šroubem váží zhruba 2,8 kg. Průměr hnací hřídele převodovky je 14 mm s tolerancí k7. Na hřídel lze připojit kliku ručního pohonu, popř. ještě mezi ni a převodovku zakomponovat kardanovou hřídel pro pohodlnější ovládání zdvižné převodovky z boční strany stroje.

Čepy otáčivého uložení konzoly ve stojanech a páky na konzole musí přenést vysoká zatížení. Na obr. 3.11 je zjednodušené schéma sil působících na začátku vyklápění konzoly.



Obr. 3.11 – Silové účinky v čepích konzoly a sklopné páky

Tíhová síla sestavy konzoly, vnitřního rámu a topidla G_k působí na ramenu otáčení $r_T = 1240$ mm, vymezeném horizontální vzdáleností těžiště T od osy otáčení konzoly. Zdvihací pohon, tedy lineární aktuátor, musí vyvinout minimální sílu F_p na rameni $r_p = 300$ mm, aby překonal moment od tíhy konzoly G_k . Pro F_p pak platí:

$$F_p \cdot r_p = G_k \cdot r_T \quad (3.3)$$

$$F_p = \frac{G_k \cdot r_T}{r_p} = \frac{m_k \cdot g \cdot r_T}{r_p} = \frac{385 \cdot 9,81 \cdot 1240}{300} = 15611 \text{ N} \quad (3.4)$$

Oba otočné čepy od konzoly jsou namáhány silou $F_{\check{c}1}$, působící na poloměru daném šiknou vzdáleností osy tohoto čepu od působíště síly F_p zdvihacího pohonu, stanovenou úhlem $\alpha = 35^\circ$ a poloměrem r_p .

$$G_k \cdot (r_T + r_p) = F_{\check{c}1} \cdot \frac{r_p}{\sin \alpha} \quad (3.5)$$

$$F_{\check{c}1} = \frac{m_k \cdot g \cdot (r_T + r_p) \cdot \sin \alpha}{r_p} = \frac{385 \cdot 9,81 \cdot (1240 + 300) \cdot \sin 35^\circ}{300} \quad (3.6)$$

$$F_{\check{c}1} = 11120 \text{ N}$$

Dle momentu vyvolaném silou F_p na rameni r_p , stanovím sílu $F_{\check{c}2}$ v čepěch sklopné páky, působící na rameni $r_{\check{c}} = 200 \text{ mm}$.

$$F_{\check{c}2} \cdot r_{\check{c}} = F_p \cdot r_p \quad (3.7)$$

$$F_{\check{c}2} = \frac{F_p \cdot r_p}{r_{\check{c}}} = \frac{15611 \cdot 300}{200} = 23417 \text{ N} \quad (3.8)$$

Na základě stanovených sil navrhnu průměr čepů dle pevnostních výpočtů pro smykové namáhání. Pro materiál čepů jsem zvolil ocel jakosti 11 700, jehož dovolené napětí ve smyku pro střídavé zatížení je asi $\tau_D = 70 \text{ MPa}$ [3]. Jelikož se u každého otočného uložení jedná o dva čepy, bude na každém z nich působit poloviční hodnota dané síly. Každý čep je navíc uchycen ve dvou místech. Koeficient bezpečnosti volím u těchto čepů $k_s = 4$.

$$\frac{\tau_D}{k_s} = \frac{\frac{F_{\check{c}1}}{2}}{2 \cdot S_{\check{c}1}} = \frac{\frac{F_{\check{c}1}}{2}}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{\check{c}1}^2}{4} \right)} = \frac{F_{\check{c}1}}{\pi \cdot d_{\check{c}1}^2} \quad (3.9)$$

$$d_{\check{c}1} = \sqrt{\frac{F_{\check{c}1} \cdot k_s}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt{\frac{11120 \cdot 4}{\pi \cdot 70}} = 14,2 \text{ mm} \quad (3.10)$$

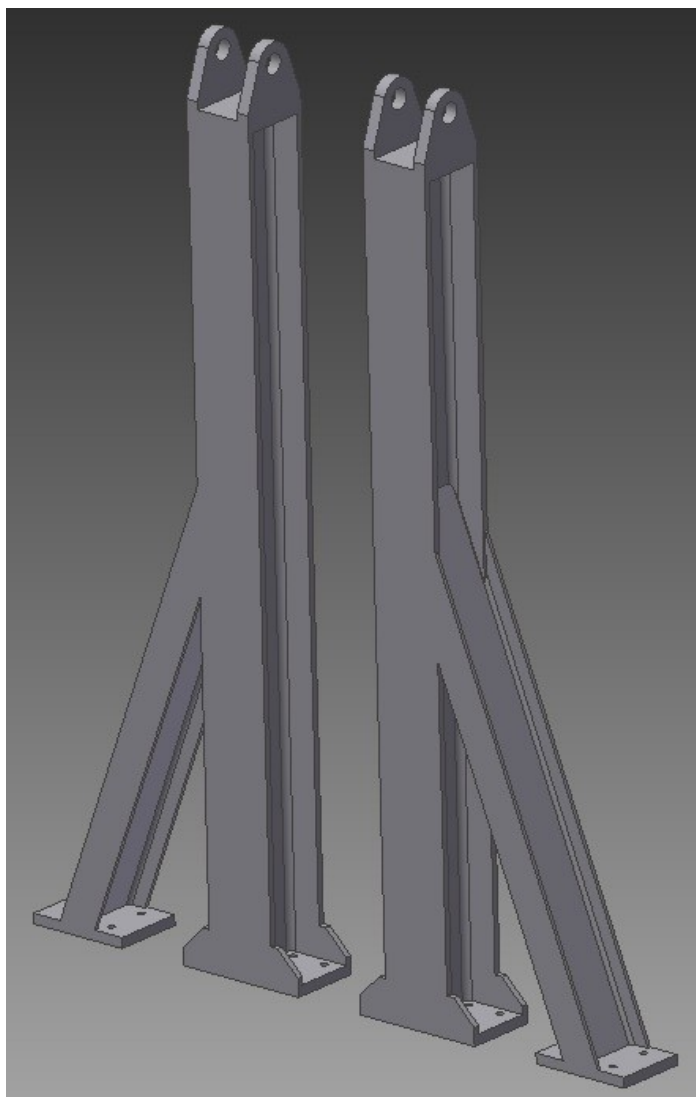
Stejný vztah platí pro čep sklopné páky:

$$d_{\zeta 2} = \sqrt{\frac{F_{\zeta 2} \cdot k_s}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt{\frac{23417 \cdot 4}{\pi \cdot 70}} = 20,6 \text{ mm} \quad (3.11)$$

Na základě výpočtu volím průměr čepů $d_{\zeta 1} = 40 \text{ mm}$ a $d_{\zeta 2} = 40 \text{ mm}$. Čepy jsou jištěny závlačkou.

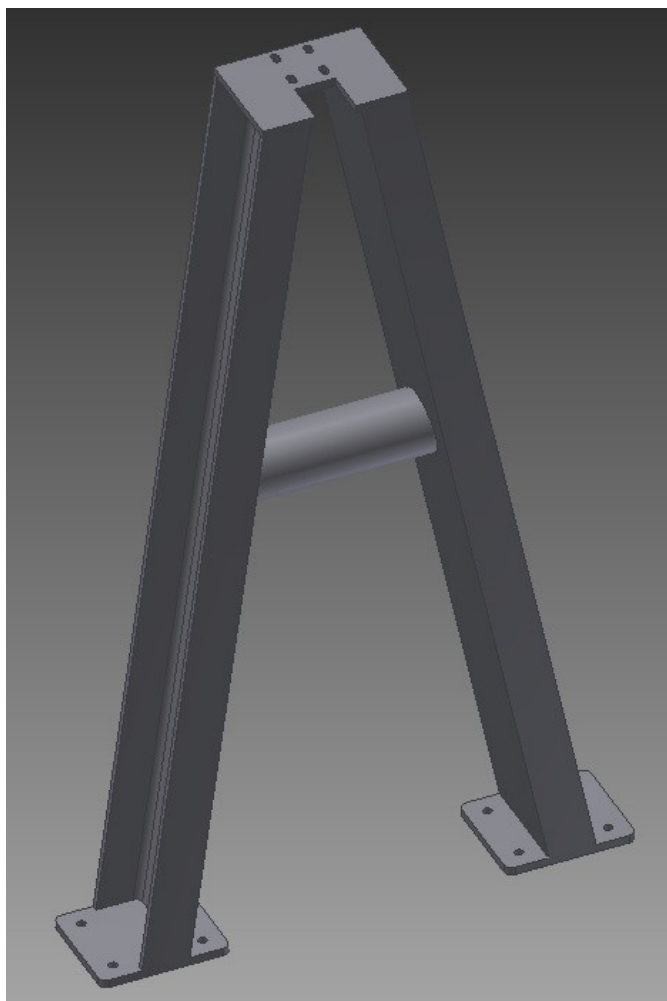
3.3 Návrh bočních stojanů konzoly

Boční stojany jsou pomocí šroubů upevněny na podvozkový rám stroje. Stojany, které nesou konzolu pomocí čepů v kluzném uložení, musí být dostatečně tuhé aby přenesly ohybová zatížení během vyklápění konzoly. Proto jsem se při jejich konstrukci rozhodl pro použití profilu HEB 140 dle DIN 1025-2 z oceli jakosti S355J2 (11 503), jehož pevnost v ohybu, respektive modul odporu průřezu v ohybu W_o , je asi 2,5 krát větší než u standardního I profilu o stejné výšce profilu, samozřejmě na úkor hmotnosti. Kvůli lepšímu přenosu ohybových zatížení na podvozkový rám jsou oba sloupky ještě zpevněny šikmo přivařenými I profilem. Spojení s rámem stroje mají na starosti obdélníkové desky vyrobené z ocelové ploché tyče 140x20 dle EN 10058 z oceli S355J2 (11 503). Každý z hlavních stojanů má na spodní straně dvě tyto desky a to tak, že jedna delší je navařena pod profilem HEB a obsahuje 8 otvorů pro šrouby M12, zatímco druhá kratší deska se čtyřmi otvory, rovněž pro šrouby M12, je navařena pod zpevňujícím I profilem. Výška osy otočných čepů je dána potřebným zdvihem topidel, výškou nosného rámu a výškou horního povrchu bočnice nad plochou rámu, která slouží pro upevnění stojanů. Výška stojanů je přibližně 1700 mm. Prostor mezi oběma stranami každého otočného uložení bude tak hluboký, aby umožnil otáčení konzoly do její horní polohy, ale zároveň zamezil jejímu přetočení na vnější stranu dopravníku. Konečná podoba hlavních stojanů je zobrazena na obr. 3.12.



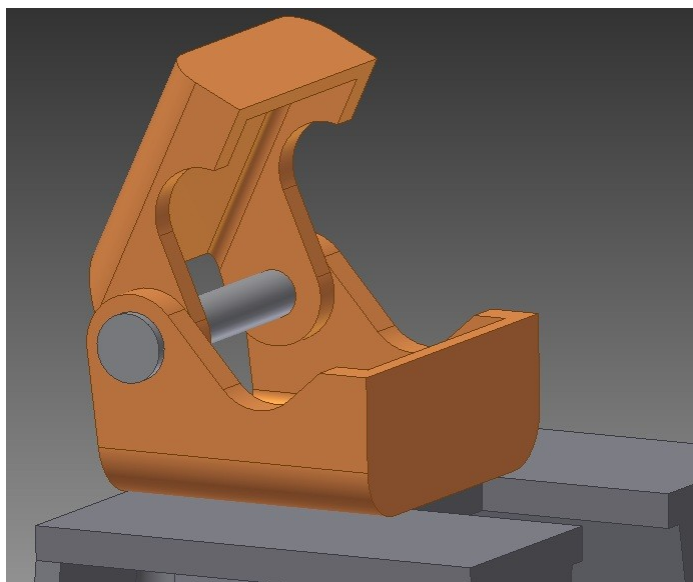
Obr. 3.12 – Hlavní boční stojany

Podpěrný boční stojan, umístěný na opačné straně dopravníku, je namáhán převážně na tlak, protože pouze podepírá konzolu ve sklopené poloze. Pro jeho konstrukci jsem tedy zvolil ocelový profil UPE 140 podle DIN 1026-2 o jakosti S235JR (11 375). Dva kusy tohoto profilu jsou navzájem svařeny ocelovou trubkou 80x5 podle ČSN 42 6711 s jakostí 11 353. Na horní stranu UPE profilů je navařena opracovaná deska z ploché tyče 140x10 dle EN 10058 z oceli S235JR (11 375), do níž jsou vyfrézovány čtyři drážky široké 9 mm, pro ustavení a upevnění svěrných čelistí pákového mechanismu, který uzamyká konzolu ve sklopené poloze. Podpěrný stojan má na spodních koncích profilů UPE navařeny desky 140x10. Každá z desek má vyvrtané 4 otvory pro šrouby M10 s šestihlannou hlavou. Podpěra je zobrazena n obr. 3.13.



Obr. 3.13 – Podpěrný boční stojan

Mechanismus, který jistí sklopenou konzolu, funguje na principu čelistí, které jsou tvarovány tak, aby pod tlakem sevřely ocelovou válcovou osu se zúženým osazením, popsanou v kap. 3.2. Obě čelisti jsou navzájem spojeny ocelovým čepem zajištěným pojistným kroužkem. Průměr čepu je 14 mm. Dolní čelist je zhotovena z dutého čtvercového profilu 100x100x10 podle DIN EN 10210-2 a má v sobě čtyři otvory pro šrouby M8, kterými je čelist upevněna na horní desku 140x10 podpěrného stojanu. Horní čelist je vyrobena z menšího dutého čtvercového profilu 80x80x8 a je umístěna uvnitř dolní čelisti, viz. obr. 3.14.



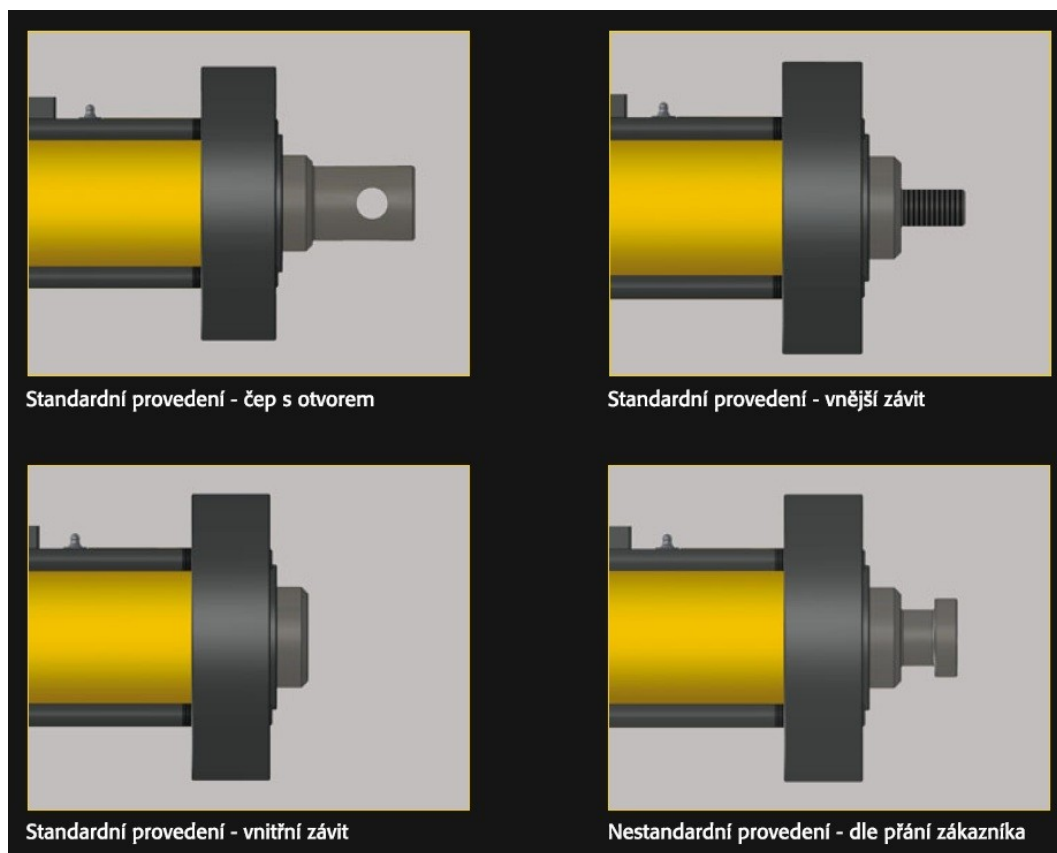
Obr. 3.14 – Čelist k zajištění konzoly ve sklopené poloze

Vzhledem k rozsahu této práce bude řešení vzájemného uzamčení čelistí předmětem konstrukčních cvičení popř. dalších optimalizací v následujících ročnících.

3.4 Návrh uchycení lineárního aktuátoru

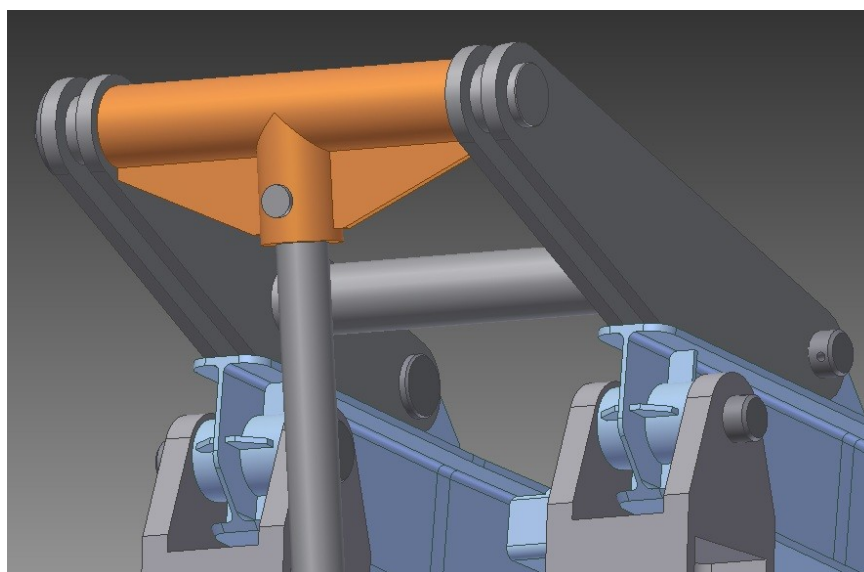
Lineární aktuátor, který jsem zvolil jako pohon pro vyklápění konzoly, bude umístěn do prostoru mezi hlavními bočními stojany. Šířka tohoto volného prostoru je 260 mm. Těleso aktuátoru je složeno z válce s pístnicí, v němž se rotační pohyb elektromotoru a převodovky mění v posuvný pohyb pístnice. Lze volit umístění převodovky s motorem na straně válce nebo např. axiální uspořádání s motorem i převodovkou v ose válce. Lineární aktuátor lze stejně jako hydraulický nebo pneumatický válec upevnit mnoha způsoby. Pro navrhovaný zdvihací mechanismus je vzhledem k omezenému prostoru nejvhodnější variantou axiální uspořádání pohonu. Pístnice aktuátoru je uchycena na sklopné páce pomocí čepu. Spojení pístnice s čepem je realizováno přes svařenec ze dvou kusů ocelové trubky 70x17,5 dle ČSN EN 10220, s jakostí S355J2H (11 503) a opracované na vnitřní průměr 40 mm pro čep a uchycení lineárního aktuátoru. Tyto dvě trubky jsou vzájemně zpevněny žebry, vyrobenými z ploché tyče 70x15 a dle EN 10058 z materiálu S355J2 (11 503). Úkolem svařence je rovnoměrný přenos zatížení z čepu páky na pístnici. Pro zdvihání jsem zvolil aktuátor [1] o jmenovité síle 20000 N s maximální pracovní silou 40000 N, zdvihem 800 mm a se standardním válcovým zakončením pístnice s otvorem pro

čep, viz obr. 3.15. Opačná strana aktuátoru, na kterou je napojen motor s převodovkou, je uchycena na podvozkový rám taktéž otočnou vazbou s čepem.

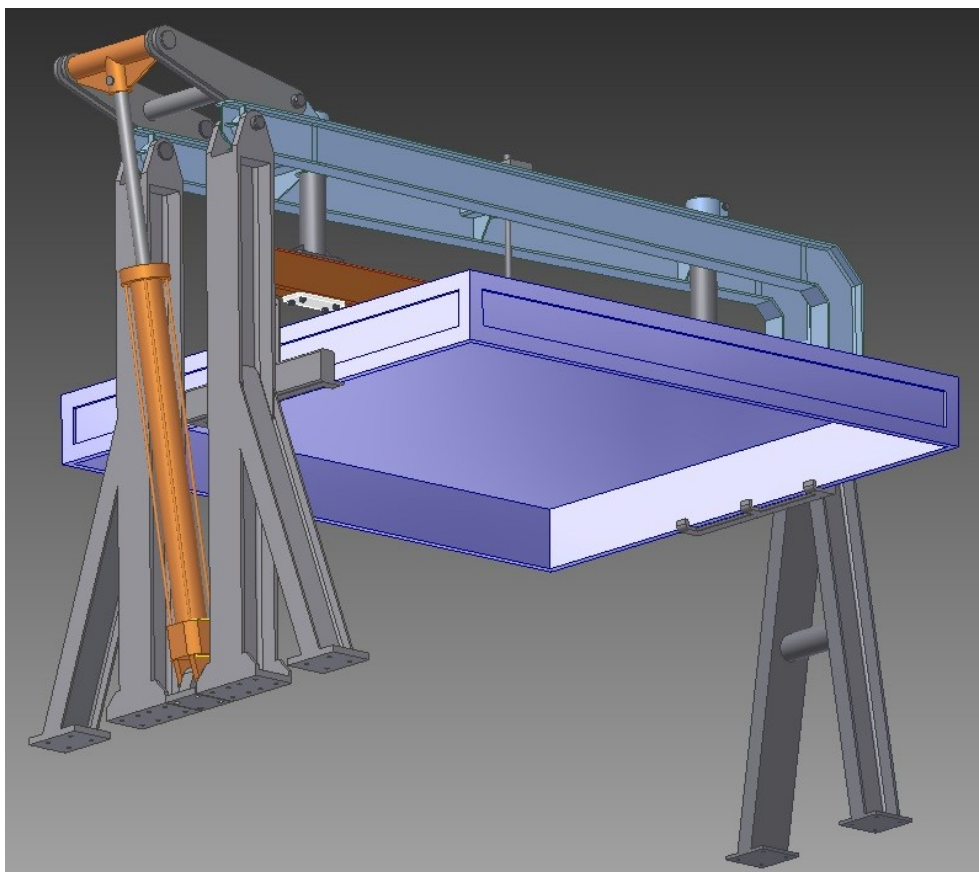


Obr. 3.15 – Varianty zakončení pístnic lineárního aktuátoru [1]

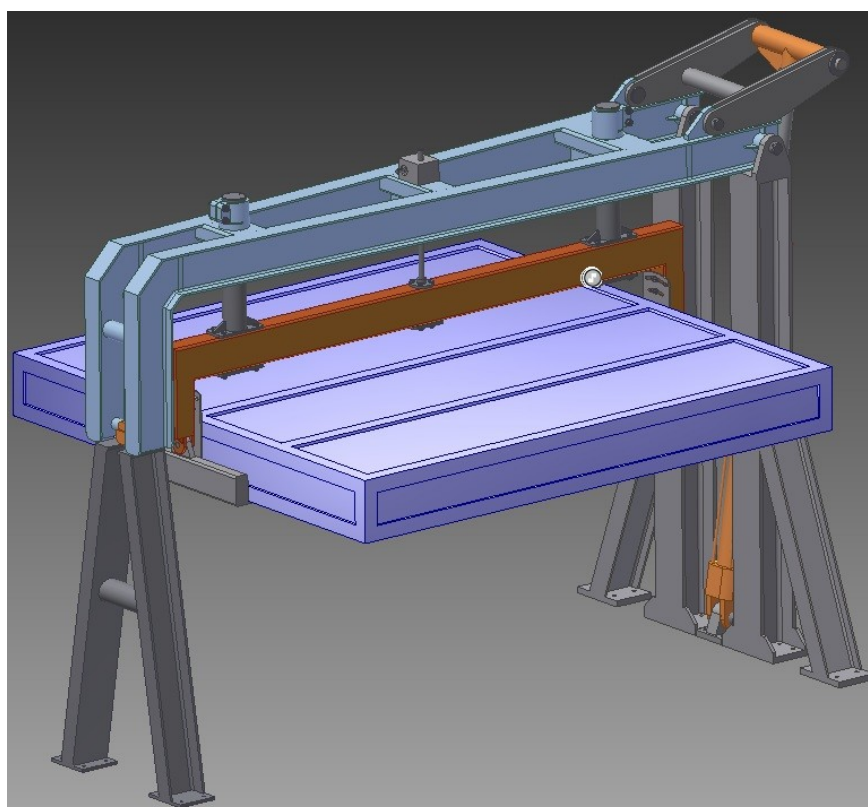
Uspořádání aktuátoru vzhledem ke zdvihadlu je na obr. 3.16, 3.17 a 3.18.



Obr. 3.16 – Spojení pístnice aktuátoru se sklopnou pákou

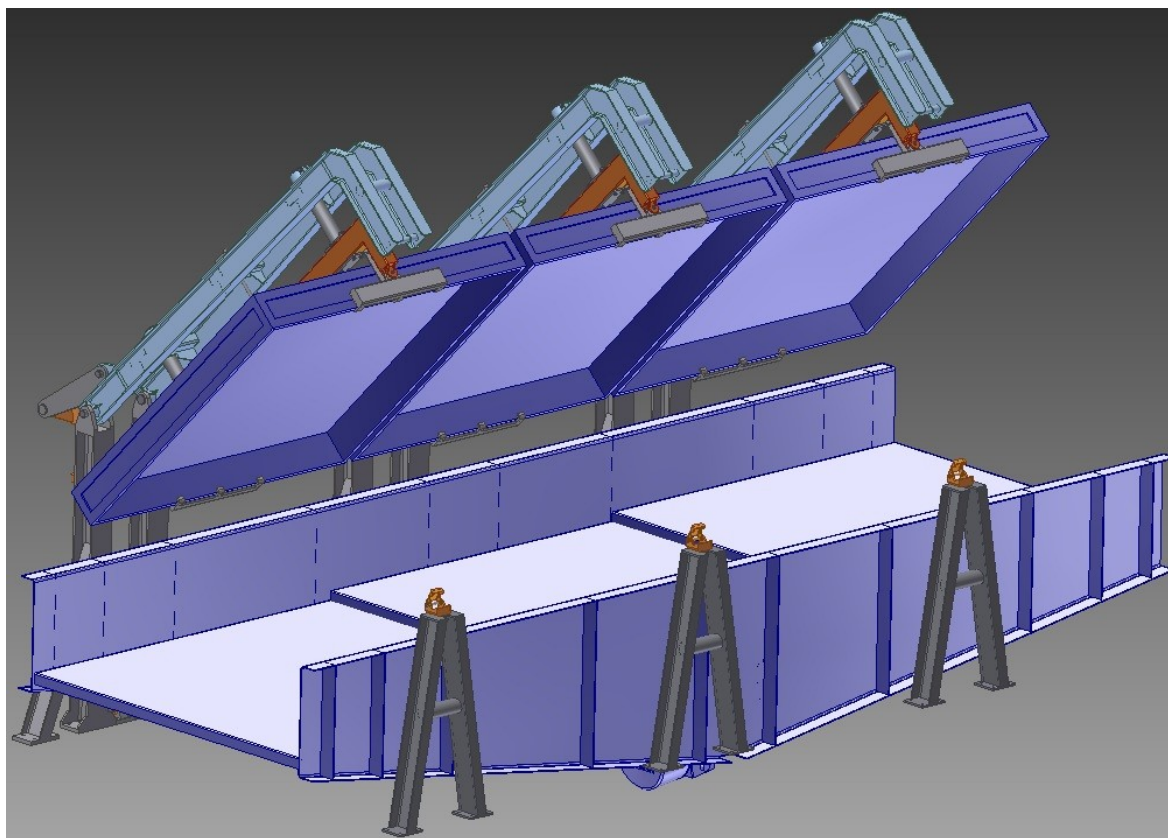


Obr. 3.17 – Sestava zdvihačih mehanizmu s topilcem



Obr. 3.18 – Sestava zdvihačih mehanizmu s topilcem

Na obr. 3.19 je znázorněno uspořádání zdvihadel pro 3 topidla nad vibračním dopravníkem.



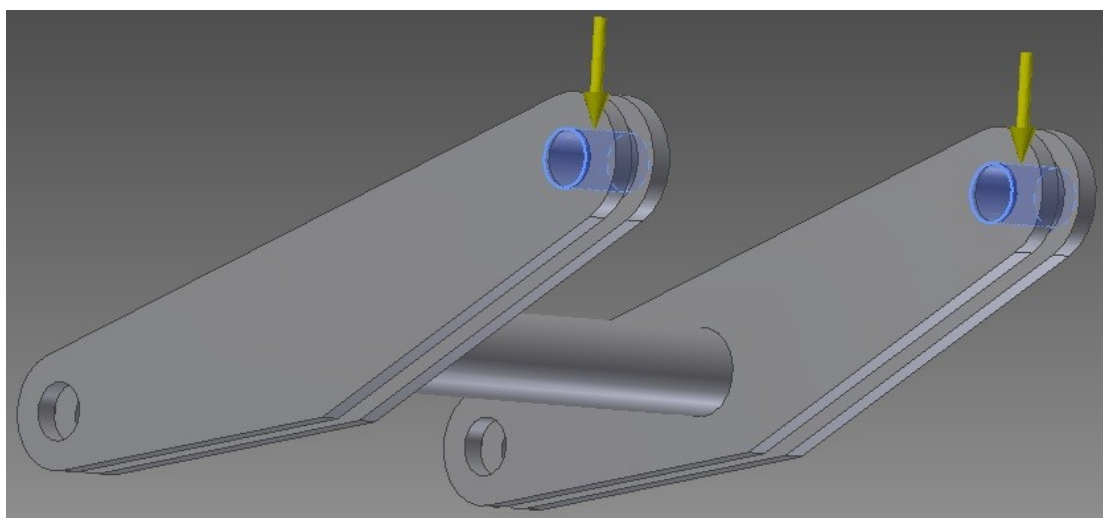
Obr. 3.19 – Uspořádání tří zdvihacích mechanismů na stejné straně vibračního dopravníku

Celková hmotnost jednoho zdvihadla bez sálavého topidla je 530 kg. Vzhledem k rozdílné hmotnosti bočních stojanů a vyklápění topidel na stranu by však bylo vhodnější střídavé uspořádání topidel. Výhoda takového uspořádání se ještě zvýší v případě použití čtyř sálavých topidel, protože pak budou na každé straně vibračního dopravníku upevněny dva páry hlavních bočních stojanů.

Velikosti všech ocelových profilů, jako např. IPE, UPE, HEB nebo dutých čtvercových a obdélníkových profilů, jsem volil na základě předběžných výpočtů ohybového napětí. Při těchto výpočtech jsem vycházel ze znalosti přibližných hmotnostních parametrů navrhovaných součástí, pomocí kterých sem byl schopen např. vypočítat působící ohybové momenty, a modulů odporu průřezu W_o pro ohyb u jednotlivých profilů. [4], [7]

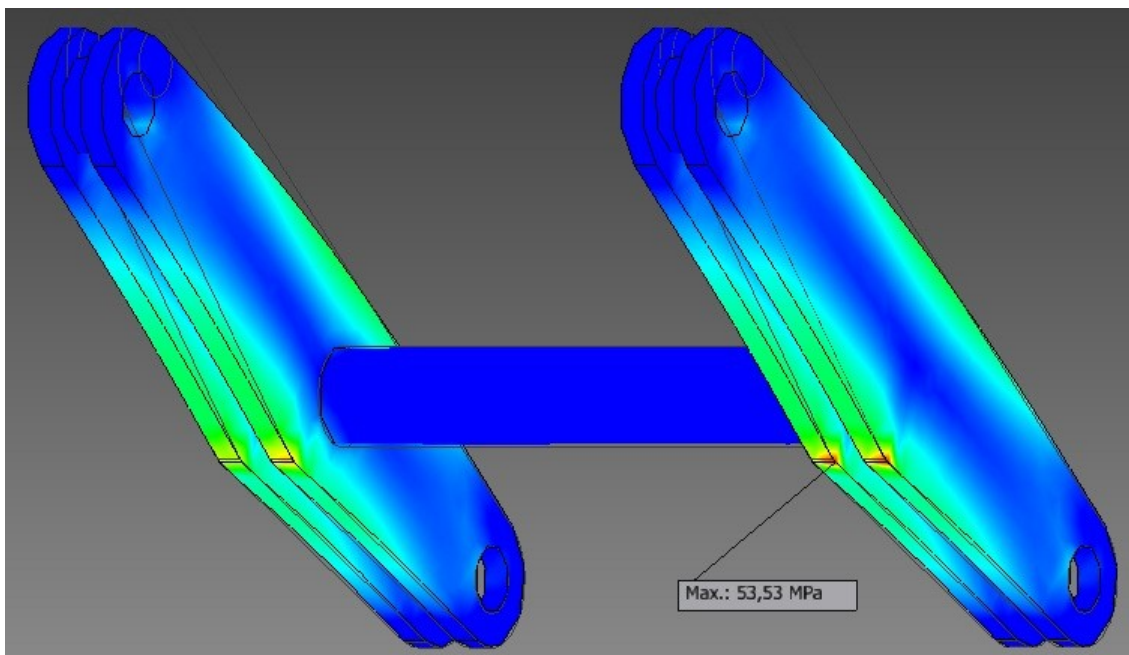
4 Pevnostní kontrola pomocí MPK

Pro pevnostní kontrolu pomocí metody konečných prvků jsem zvolil sklopnou páku, která pomocí čepů přenáší vysoká zatížení během vyklápění konzoly. Aby páka vytvořila vůči páce potřebný moment, opírá se tlakem o horní stranu profilu IPE nosné části konzoly. Model páky jsem zatížil silami působícími v čepích od konzoly a čepu od pohonu vyklápění. Směr zatížení odpovídá poloze pístnice aktuátoru vůči sklopné páce. Na spodní straně páky, která se opírá o horní povrch konzoly, jsem aplikoval dotyk separací. V čepích jsem jako dotyk rovněž použil separaci. Mezi čepy a otvory, ve kterých jsou uloženy, jsem jako dotyk použil oddělení bez posunutí a v místech, kde se svislé plochy páky dotýkají ploch konzoly, jsem použil posunutí bez oddělení. Velikost zatěžující síly je 18000 N a její umístění je vidět na obr. 3.20.



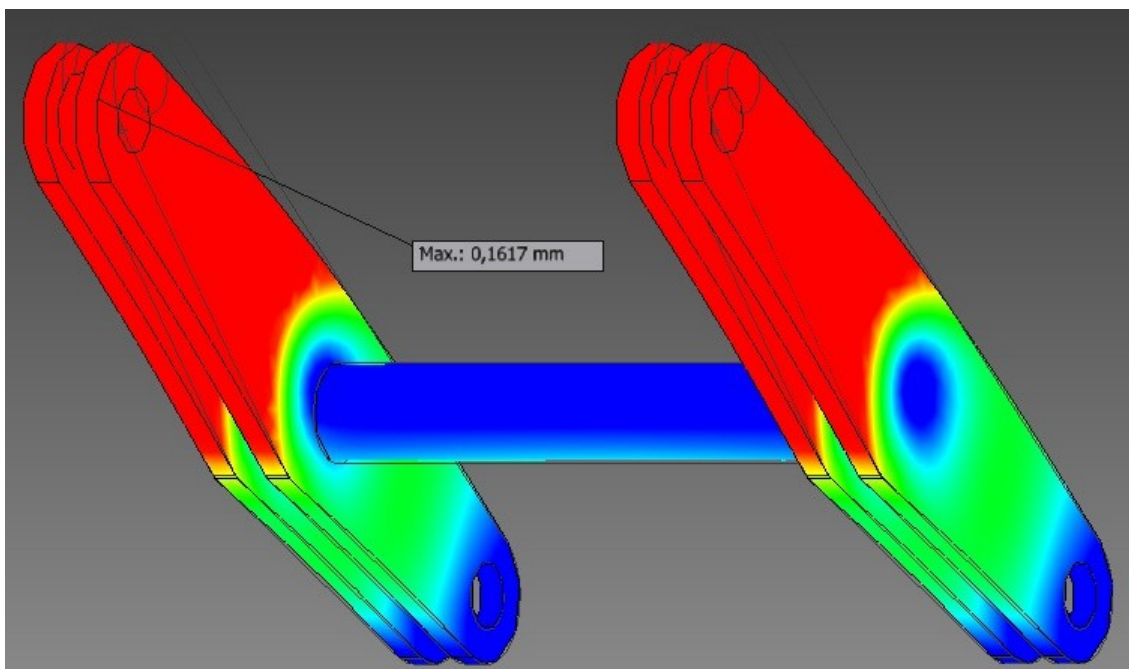
Obr. 4.1 – Umístění zatěžující síly

Na následujících obrázcích jsou znázorněny výsledky pevnostní analýzy. Páka je zobrazena ze spodní strany.



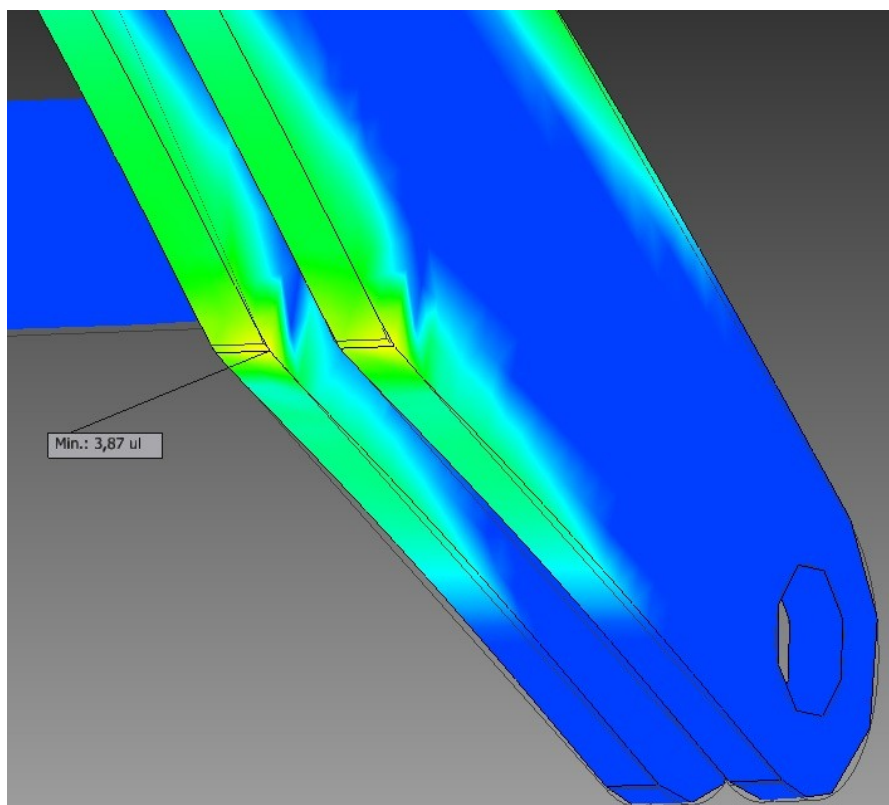
Obr. 4.2 – Rozmístění redukovaného napětí ve sklopné páce

Na výše uvedeném obrázku je patrná maximální hodnota napětí 53,53 MPa v místě hrany, za kterou se již páka neopírá o horní povrch konzoly. Níže na obr. 4.3 je zobrazena deformace svařence páky.



Obr. 4.3 – Výsledná deformace páky

Na obr. 4.3 je viditelné místo přechodové hrany s nejmenším koeficientem bezpečnosti s hodnotou 3,87.



Obr. 4.3 – Rozložení koeficientu bezpečnosti v páce

Na základě výsledků pevnostní analýzy lze tedy konstatovat, že součást dostatečně dimenzována, aby přenesla provozní zatížení. Vhodným řešením pro snížení koncentrace napětí v místě hrany je její zaoblení.

5 Závěr

Úkolem mé bakalářské práce byl návrh konstrukčního řešení zdvihacího mechanismu pro manipulaci se sálavými topidly nad vibračním dopravníkem prototypu stroje pro zpracování asfaltového r-materiálu. Byla dodána potřebná modelová dokumentace sálavých topidel a vibračního dopravníku.

Na základě dodaných podkladů a konzultací jsem nejprve stanovil základní pohybové funkce navrhovaného mechanismu. Poté jsem stanovil několik variant uspořádání jednotlivých pohybů pro zajištění technologických procesů stroje. Pro každý pohyb jsem navrhl vhodný pohon a potřebné zajištění polohy pohybu.

Po upřesnění koncepčního návrhu následoval konstrukční návrh jednotlivých částí stroje ve formě součástí a svařenců s využitím různých profilů, které jsem volil s ohledem na jejich pevnost při daném zatížení. Během konzultací a exkurze, za účelem předvedení funkčnosti vibračního dopravníku a sálavých topidel, se navíc objevily nové požadavky a omezení, které ovlivnily konstrukční vlastnosti navrhovaných částí zdvihacích mechanismů. Nejprve jsem navrhl vnitřní rám zdvihadla, která nese skříň topidla a umožňuje jeho naklápění. Na základě hmotnosti vymodelovaného rámu sem navrhl a pevnostně zkontroloval konzolu a sklopnou páku pro vyklápění topidel z pracovního prostoru dopravníku. Také jsem zvolil dostatečně dimenzovaný pohon pro ruční zdvihání vnitřního rámu. S ohledem na hmotnost vyklápějících se částí následoval návrh a rozměry bočních stojanů konzoly spolu s umístěním lineárního aktuátoru jako pohonu pro vyklápění. Výsledkem je mechanismus pro manipulaci se sálavými topidly jak z hlediska správného prohřátí r-materiálu, tak i z hlediska údržby.

Do poslední části bakalářské práce jsem uvedl pevnostní kontrolu sklopné páky pomocí MKP. Výsledky analýzy potvrzují dostatečnou pevnost sklopné páky při provozním zatížení.

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Dr. Ing. Jaroslavu Meleckému a konzultantovi Ing. Stanislavu Burešovi z firmy CZEMAG Road Development s.r.o. za jejich aktivní a ochotný přístup při řešení bakalářské práce na konzultacích a exkurzích.

6 Seznam použité literatury

- [1] ELEKTROPOHONY SPOL. S R.O. *ELEKTROMECHANICKÝ LINEÁRNÍ AKTUÁTOR*. Frenštát pod Radhoštěm, 2011. Dostupné z: <http://www.epo.cz/produkty/linearni-aktuator.html>
- [2] T.E.A. TECHNIK S.R.O. *Zdvižné převodovky: Typy SE/SEO*. Brno, 2009. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/typ-sh/>
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Čtvrté doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [4] KŘÍŽ, Rudolf a Josef TRČKA. *TABULKY MATERIÁLŮ PRO STROJÍRENSTVÍ I.: kovové materiály - železné kovy*. Ostrava: MONTANEX a.s., 1999. ISBN 80-85780-92-5.
- [5] Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce. [online] Dostupné z: http://www.340.vsb.cz/doc/cms_library/fs_sme_05_003-214.pdf
- [6] HUBKA, Vladimír. INTERNATIONAL SOCIETY FOR THE SCIENCE OF ENGINEERING DESIGN - WDK. *Konstrukční nauka: Obecný model postupu při konstruování*. 2. přepracované a doplněné vydání. Zürich: Heurista, 1995. Serie WDK Workshop Design - Konstruktion. ISBN 80-901135-0-8.
- [7] Sortimentní katalog. FERONA, a.s. *Ferona: Velkoobchod s hutním materiálem* [online]. Praha: Ferona, 2013 [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: www.ferona.cz/cze/katalog/search.php
- [8] www.pksservis.com distributor ložisek, lineárního vedení
- [9] www.pilart.cz prodej kovoobráběcích a dřevoobráběcích strojů
- [10] www.teatechnik.cz dodavatel lineárního vedení, pohonů, kloubů aj.
- [11] www.teatechnik.cz
- [12] www.epo.cz projekce, dodávka a zprovoznění elektropohonů
- [13], [14], [15] Materiály fy CZEMAG Road Development s.r.o.

7 Seznam příloh

Příloha A – Výrobní výkres dlouhého čepu od sklopné páky

Příloha B – Výrobní výkres zpevňující podložky pro vnitřní rám

Příloha C – Výkres svařence redukce mezi pákou a pístnicí aktuátoru

Příloha D – Výkres podsestavy vnitřního rámu

Příloha E – Výkres sestavy zdvihacího mechanismu

Disk CD, obsahující text bakalářské práce s přílohami, je umístěn v kapse přední desky.